

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/JP05/004587

International filing date: 09 March 2005 (09.03.2005)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: JP
Number: 2004-069603
Filing date: 11 March 2004 (11.03.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 28 April 2005 (28.04.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

09. 3. 2005

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日
Date of Application: 2 0 0 4 年 3 月 1 1 日

出 願 番 号
Application Number: 特 願 2 0 0 4 - 0 6 9 6 0 3

パリ条約による外国への出願
に用いる優先権の主張の基礎
となる出願の国コードと出願
番号

The country code and number
of your priority application,
to be used for filing abroad
under the Paris Convention, is

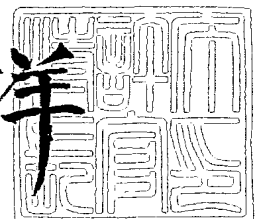
J P 2 0 0 4 - 0 6 9 6 0 3

出 願 人
Applicant(s): トヨタ自動車株式会社

2 0 0 5 年 4 月 1 4 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

小 川 洋



【書類名】 特許願
【整理番号】 3113
【提出日】 平成16年 3月11日
【あて先】 特許庁長官 殿
【国際特許分類】 F16D 48/00
F16D 29/00
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 塩入 広行
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 茨木 隆次
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 北條 康夫
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 野正 斉
【特許出願人】
 【識別番号】 000003207
 【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社
【代理人】
 【識別番号】 100083998
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 渡辺 丈夫
 【電話番号】 03(5688)0621
【手数料の表示】
 【予納台帳番号】 008268
 【納付金額】 21,000円
【提出物件の目録】
 【物件名】 特許請求の範囲 1
 【物件名】 明細書 1
 【物件名】 図面 1
 【物件名】 要約書 1
 【包括委任状番号】 9710678

【書類名】 特許請求の範囲**【請求項 1】**

動力伝達がおこなわれる入力部材および出力部材と、この入力部材と出力部材との間で伝達される動力により駆動され、かつ、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材とが相対回転してオイルを吐出するオイルポンプとを有する動力伝達装置において、

前記入力部材と前記第 1 の回転部材とが動力伝達可能に連結され、前記出力部材と第 2 の回転部材とが動力伝達可能に連結されているとともに、

前記第 1 の回転部材と前記第 2 の回転部材とを動力伝達を可能に接続する伝達部材と、

前記オイルポンプのオイル吐出状態を制御することにより、前記第 1 の回転部材と前記第 2 の回転部材との間における動力伝達状態を制御する制御弁とを備えていることを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 2】

前記オイルポンプは、前記第 1 の回転部材または第 2 の回転部材のいずれか一方に設けられ、かつ、第 1 の回転部材および第 2 の回転部材の回転軸線に直交して半径方向に動作するピストンを有するラジアルピストンポンプであることを特徴とする請求項 1 に記載の動力伝達装置。

【請求項 3】

車両の運転状態に基づいて前記制御弁を制御することにより、前記オイルポンプの吐出状態を制御する制御手段を、更に有していることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の動力伝達装置。

【請求項 4】

前記伝達部材は、前記オイルポンプの吐出量が減少するほど、または前記オイルポンプの吐出圧が上昇するほど、前記第 1 の回転部材と前記第 2 の回転部材との間で伝達されるトルクを増加する構成を有するとともに、

前記制御手段は、前記入力部材と出力部材との間で伝達されるトルクの目標値が大きいほど、前記オイルポンプの吐出量が少なくなるか、またはオイルポンプの吐出圧が上昇するように、前記制御弁を制御する手段を有していることを特徴とする請求項 3 に記載の動力伝達装置。

【請求項 5】

前記制御手段は、前記入力部材から出力部材に伝達されるトルクが変動することにより生じる振動および騒音が許容値となるように、前記第 1 の回転部材と前記第 2 の回転部材との間で伝達されるトルクの目標値を判断し、このトルクの目標値に応じて、前記第 1 の回転部材と第 2 の回転部材との回転数差の目標値を判断し、この回転数差の目標値に応じたオイルポンプの吐出量または吐出圧となるように、前記制御弁を制御する手段を有していることを特徴とする請求項 3 に記載の動力伝達装置。

【請求項 6】

前記制御手段は、前記入力部材から出力部材に伝達されるトルクの変動状態に応じたオイルポンプの吐出量または吐出圧となるように、前記制御弁を制御する手段を有していることを特徴とする請求項 3 に記載の動力伝達装置。

【請求項 7】

差動回転可能な 3 つの回転要素を有する遊星歯車装置が設けられており、前記第 2 の回転部材は、遊星歯車装置における 2 つの回転要素に別々に連結された第 1 の構成部材および第 2 の構成部材を有しており、この第 1 の構成部材と第 2 の構成部材とが所定方向に並んで配置されているとともに、

前記伝達部材を所定方向に動作させることにより、前記第 1 の回転部材と、前記第 1 の構成部材または第 2 の構成部材とを選択的に動力伝達可能に連結させる連結機構が設けられていることを特徴とする請求項 1 ないし 6 のいずれかに記載の動力伝達装置。

【請求項 8】

前記オイルポンプは、前記第 1 の回転部材または第 2 の回転部材のいずれか一方に設けられ、かつ、第 1 の回転部材および第 2 の回転部材の回転軸線に直交して半径方向に動作

するピストンを有するラジアルピストンポンプであるとともに、前記ピストンに前記伝達部材が取り付けられており、

前記第 1 の構成部材および第 2 の構成部材には、前記伝達部材が接触するカムがそれぞれ設けられているとともに、前記第 1 の構成部材のカムと、前記第 2 の構成部材のカムとが所定方向に並んで配置されており、

前記第 1 の構成部材のカムと、前記第 2 の構成部材のカムとの間における前記伝達部材の移動を滑らかにする円滑機構が設けられていることを特徴とする請求項 7 に記載の動力伝達装置。

【請求項 9】

前記遊星歯車装置は、サンギヤを第 1 の回転要素とし、リングギヤを第 2 の回転要素とし、サンギヤに噛合された第 1 のピニオンギヤと、リングギヤおよび第 1 のピニオンギヤに噛合された第 2 のピニオンギヤとを保持するキャリアを第 3 の回転要素として有するダブルピニオン式の遊星歯車装置であり、前記サンギヤに前記第 1 の構成部材が連結され、前記キャリアに前記第 2 の構成部材が連結されているとともに、

前記伝達部材と前記第 1 の構成部材とが動力伝達可能に連結される場合に、前記リングギヤの回転を許容するブレーキが設けられていることを特徴とする請求項 7 または 8 に記載の動力伝達装置。

【書類名】明細書

【発明の名称】動力伝達装置

【技術分野】

【0001】

この発明は、動力源の出力側に配置される動力伝達装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、車両には動力源が搭載されており、その動力源の出力側には動力伝達装置が配置されている。この動力伝達装置には、クラッチ、変速機、前後進切換装置などの要素が含まれており、各要素の種類および配置位置は、車両性能および車両仕様などの諸元により任意に選択される。このような動力伝達装置を有する車両の一例が、特許文献1に記載されている。この特許文献1に記載された車両にはエンジンが搭載されており、エンジンの出力側に、前後進切換装置およびベルト式無段変速機および最終減速機が配置されている。この前後進切換装置は、遊星歯車装置およびクラッチおよびブレーキを有しており、クラッチおよびブレーキの係合・解放を制御する油圧制御装置が設けられている。

【0003】

また、ベルト式無段変速機は、プライマリプーリおよびセカンダリプーリおよびベルトを有しており、プライマリプーリの油圧室およびセカンダリプーリの油圧室の油圧が、油圧制御装置により制御される構成となっている。さらに、エンジンのクランクシャフトと、前後進切換装置に連結されたインプットシャフトとの間の動力伝達経路には、トルクコンバータとロックアップクラッチとが並列に設けられている。このトルクコンバータは、クランクシャフトに連結されたポンプインペラと、インプットシャフトに連結されたタービンランナとを有している。このトルクコンバータに供給されるオイル量、およびロックアップクラッチの係合圧も、前記油圧制御装置により制御される構成となっている。さらに、油圧制御装置は、油圧回路およびソレノイドバルブを有しており、その油圧回路にオイルを供給するオイルポンプが設けられている。このオイルポンプは、ボデーおよびロータを有し、ボデーはトランスアクスルケースに固定され、ロータはポンプインペラと一体的に回転するように連結されている。

【0004】

上記構成により、エンジンの動力がポンプインペラを経由してロータに伝達されて、オイルポンプが駆動されてオイルが吐出される。そして、ロックアップクラッチが解放されている場合は、エンジンの動力がトルクコンバータに伝達されると、流体の運動エネルギーにより動力の伝達がおこなわれる。ロックアップクラッチが係合された場合は、エンジンの動力がトルクコンバータに伝達されると、摩擦力により動力の伝達がおこなわれる。このようにして、エンジンの動力が前後進切換装置に伝達される。なお、オイルポンプを有する動力伝達装置の一例は、特許文献2にも記載されている。

【特許文献1】特開2001-323978号公報

【特許文献2】特開平10-220557号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、上記の特許文献1に記載されている動力伝達装置においては、エンジンの動力が、流体伝動機構および前後進切換装置およびベルト式無段変速機を経由して車輪に伝達される構成となるとともに、流体伝動機構および前後進切換装置およびベルト式無段変速機に供給するオイルを吐出するオイルポンプを別途設ける必要がある。そのため、動力伝達装置の全体としての構成、あるいは動力伝達装置に付随する機器を含めた全体としての構成が大型化し、車載性を向上する場合に改善の余地があった。

【0006】

この発明は上記事情を背景としてなされたものであって、全体としての小型化を図り、ひいては車両への搭載性を向上させることのできる動力伝達装置を提供することを目的と

している。

【課題を解決するための手段】

【0 0 0 7】

上記目的を達成するため請求項 1 の発明は、動力伝達がおこなわれる入力部材および出力部材と、この入力部材と出力部材との間で伝達される動力により駆動され、かつ、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材とが相対回転してオイルを吐出するオイルポンプとを有する動力伝達装置において、前記入力部材と前記第 1 の回転部材とが動力伝達可能に連結され、前記出力部材と第 2 の回転部材とが動力伝達可能に連結されているとともに、前記第 1 の回転部材と前記第 2 の回転部材とを動力伝達を可能に接続する伝達部材と、前記オイルポンプのオイル吐出状態を制御することにより、前記第 1 の回転部材と前記第 2 の回転部材との間における動力伝達状態を制御する制御弁とを備えていることを特徴とするものである。

【0 0 0 8】

請求項 2 の発明は、請求項 1 の構成に加えて、前記オイルポンプは、前記第 1 の回転部材または第 2 の回転部材の少なくとも一方に設けられ、かつ、第 1 の回転部材および第 2 の回転部材の回転軸線に直交して半径方向に動作するピストンを有するラジアルピストンポンプであることを特徴とするものである。

【0 0 0 9】

請求項 3 の発明は、請求項 1 または 2 の構成に加えて、車両の運転状態に基づいて前記制御弁を制御することにより、前記オイルポンプの吐出状態を制御する制御手段を、更に有していることを特徴とするものである。

【0 0 1 0】

請求項 4 の発明は、請求項 3 の構成に加えて、前記伝達部材は、前記オイルポンプの吐出量が減少するほど、またはオイルポンプの吐出圧が上昇するほど、前記第 1 の回転部材と前記第 2 の回転部材との間で伝達されるトルクを増加する構成を有するとともに、前記制御手段は、前記入力部材と出力部材との間で伝達されるトルクの目標値が大きいほど、前記オイルポンプの吐出量が減少するか、またはオイルポンプの吐出圧が上昇するように、前記制御弁を制御する手段を有していることを特徴とするものである。

【0 0 1 1】

請求項 5 の発明は、請求項 3 の構成に加えて、前記制御手段は、前記入力部材から出力部材に伝達されるトルクが変動することにより生じる振動および騒音が許容値となるように、前記第 1 の回転部材と前記第 2 の回転部材との間で伝達されるトルクの目標値を判断し、このトルクの目標値に応じて、前記第 1 の回転部材と第 2 の回転部材との回転数差の目標値を判断し、この回転数差の目標値に応じたオイルポンプの吐出量または吐出圧となるように、前記制御弁を制御する手段を有していることを特徴とするものである。

【0 0 1 2】

請求項 6 の発明は、請求項 3 の構成に加えて、前記制御手段は、前記入力部材から出力部材に伝達されるトルクの変動状態に応じたオイルポンプの吐出量または吐出圧となるように、前記制御弁を制御する手段を有していることを特徴とするものである。

【0 0 1 3】

請求項 7 の発明は、請求項 1 ないし 6 のいずれかの構成に加えて、差動回転可能な 3 つの回転要素を有する遊星歯車装置が設けられており、前記第 2 の回転部材は、遊星歯車装置における 2 つの回転要素に別々に連結された第 1 の構成部材および第 2 の構成部材を有しており、この第 1 の構成部材と第 2 の構成部材とが所定方向に並んで配置されているとともに、前記伝達部材を所定方向に動作させることにより、前記第 1 の回転部材と、前記第 1 の構成部材または第 2 の構成部材とを選択的に動力伝達可能に連結させる連結機構が設けられていることを特徴とするものである。

【0 0 1 4】

請求項 8 の発明は、請求項 7 の構成に加えて、前記オイルポンプは、前記第 1 の回転部材または第 2 の回転部材のいずれか一方に設けられ、かつ、第 1 の回転部材および第 2 の

回転部材の回転軸線に直交して半径方向に動作するピストンを有するラジアルピストンポンプであるとともに、前記ピストンに前記伝達部材が取り付けられており、前記第1の構成部材および第2の構成部材には、前記伝達部材が接触するカムがそれぞれ設けられており、前記第1の構成部材のカムと、前記第2の構成部材のカムとが所定方向に並んで配置されており、前記第1の構成部材のカムと、前記第2の構成部材のカムとの間における前記伝達部材の移動を滑らかにする円滑機構が設けられていることを特徴とするものである。

【0015】

請求項9の発明は、請求項7または8の構成に加えて、前記遊星歯車装置は、サンギヤを第1の回転要素とし、リングギヤを第2の回転要素とし、サンギヤに噛合された第1のピニオンギヤと、リングギヤおよび第1のピニオンギヤに噛合された第2のピニオンギヤとを保持するキャリアを第3の回転要素として有するダブルピニオン式の遊星歯車装置であり、前記サンギヤに前記第1の構成部材が連結され、前記キャリアに前記第2の構成部材が連結されているとともに、前記伝達部材と前記第1の構成部材とが動力伝達可能に連結される場合に、前記リングギヤの回転を許容するブレーキが設けられていることを特徴とするものである。

【発明の効果】

【0016】

請求項1の発明によれば、入力部材と出力部材との間で、第1の回転部材および第2の回転部材を経由して動力伝達がおこなわれる。また、オイルポンプのオイル吐出状態を制御することにより、第1の回転部材と前記第2の回転部材との間における動力伝達状態を制御することが可能である。つまり、単数の部品であるオイルポンプが、オイル圧送装置としての機能と、伝動機構としての機能とを兼備しているため、動力源の出力側に、オイルポンプの他に伝動機構を設けずに済む。したがって、動力伝達装置の部品点数が低減され、動力伝達装置を小型化することが可能であり、車載性が向上する。

【0017】

請求項2の発明によれば、請求項1の効果を得られる他に、第1の回転部材および第2の回転部材の回転軸線に直交する半径方向にピストンが動作することにより、オイルが吐出される。これにより、回転軸線方向における動力伝達装置の寸法を、さらに小型化することができる。また、第1の回転部材または第2の回転部材の回転にともなう遠心力を、ピストンの動作力に利用することができるため、ピストンを動作させる付勢力付与装置、例えば、弾性部材を廃止したり、弾性部材のばね定数を小さくすることが可能である。

【0018】

請求項3の発明によれば、請求項1または2の発明と同様の効果を得られる他に、第1の回転部材と第2の回転部材との間における動力伝達状態を、車両の運転状態に基づいて制御することが可能である。

【0019】

請求項4の発明によれば、請求項3の発明と同様の効果を得られる他に、第1の回転部材と第2の回転部材との間における動力伝達状態を、入力部材と出力部材との間で伝達されるトルクの目標値に基づいて制御することが可能である。

【0020】

請求項5の発明によれば、請求項3の発明と同様の効果を得られる他に、入力部材から出力部材に伝達されるトルクが変動することにより生じる振動および騒音を、許容値内に納めることができる。

【0021】

請求項6の発明によれば、請求項3の発明と同様の効果を得られる他に、入力部材から出力部材に伝達されるトルクの変動状態に基づいて、入力部材と出力部材との間で伝達されるトルクを制御することが可能である。

【0022】

請求項7の発明によれば、請求項1ないし6のいずれかの発明と同様の効果を得られる

他に、伝達部材を所定方向に動作させることにより、第 1 の回転部材と、第 1 の構成部材または第 2 の構成部材とが選択的に動力伝達可能に連結され、動力伝達経路の切替をおこなうことが可能である。

【0023】

請求項 8 の発明によれば、請求項 7 の発明と同様の効果を得られる他に、伝達部材が第 1 の構成部材と第 2 の構成部材との間を移動する場合に、その移動動作が円滑におこなわれる。

【0024】

請求項 9 の発明によれば、請求項 7 または 8 の発明と同様の効果を得られる他に、伝達部材と第 1 の構成部材とが連結されて、入力部材と出力部材との間で動力伝達がおこなわれる場合に、サンギヤとキャリヤとリングギヤとが一体回転するため、サンギヤと第 1 のピニオンギヤとの相対回転数、およびリングギヤと第 2 のピニオンギヤとの相対回転数の増加を抑制したり、相対回転自体を防止することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0025】

つぎに、この発明を具体例に基づいて説明する。この発明は、オイルポンプが、オイル吐出機能と、動力伝達機能とを兼備している構成の動力伝達装置であり、各種の実施例を順次説明する。

【実施例 1】

【0026】

図 1 には、この発明の動力伝達装置を有する車両 V e のパワートレーンおよび制御系統の一例が、模式的に示されている。まず、車両 V e のパワートレーンについて説明すれば、動力源としてのエンジン 1 が設けられており、エンジントルクが、インプットシャフト 2 およびベルト式無段変速機 3 およびデファレンシャル 4 を経由して車輪 5 に伝達される構成となっている。前記インプットシャフト 2 およびベルト式無段変速機 3 およびデファレンシャル 4 は、ケーシング 6 0 内に配置されている。

【0027】

また、エンジン 1 のクランクシャフト 6 とインプットシャフト 2 とが回転軸線 A 1 を中心として配置されているとともに、クランクシャフト 6 からインプットシャフト 2 に至る動力伝達経路に、オイルポンプ 7 が設けられている。この実施例では、オイルポンプ 7 としてラジアルピストンポンプが用いられている。このオイルポンプ 7 の構成を図 2 および図 3 に基づいて説明する。図 2 は、回転軸線 A 1 を含む平面における断面図であり、図 3 は、回転軸線 A 1 に直交する平面における断面図である。このオイルポンプ 7 は、クランクシャフト 6 に設けられたインナーレース 8 と、インプットシャフト 2 に設けられたアウトレース 9 とを有している。

【0028】

まず、インナーレース 8 はクランクシャフト 6 におけるインプットシャフト 2 側の端部に形成されており、インナーレース 8 は、回転軸線 A 1 を中心とする円板形状を有している。また、インナーレース 8 には、円周方向に所定間隔をおいて複数のシリンダ 1 0 が形成されている。各シリンダ 1 0 は、インナーレース 8 の外周面に開口された略円筒形状の凹部であり、図 2 に示すように、各シリンダ 1 0 の軸線 B 1 と、回転軸線 A 1 とが略直交する構成となっている。さらに、図 3 に示すように、軸線 B 1 の延長上に回転軸線 A 1 が位置する。

【0029】

そして、各シリンダ 1 0 内にはピストン 1 1 が各々配置されており、各ピストン 1 1 は軸線 B 1 方向に往復移動自在に構成されている。つまり、ピストン 1 1 は、インナーレース 8 の半径方向に移動可能である。また各ピストン 1 1 における外側の端面に凹部 1 2 が形成されている。この凹部 1 2 は半球形状に構成されており、凹部 1 2 によりボール 1 3 が保持されている。ボール 1 3 は凹部 1 2 内で転動可能である。一方、シリンダ 1 0 の奥端面 1 0 A とピストン 1 1 との間には油室 1 4 が形成されている。この油室 1 4 には弾性

部材 15 が設けられており、ピストン 11 をシリンダ 10 の外に押し出す向きの力が、弾性部材 15 からピストン 11 に加えられる。

【0030】

一方、クランクシャフト 6 には回転軸線方向に吸入油路 16 および吐出油路 17 が設けられているとともに、クランクシャフト 6 の外周面には、2 条の環状溝 16 A、17 A が形成されている。この環状溝 16 A、17 A は回転軸線方向の異なる位置に配置されている。そして、吸入油路 16 と環状溝 16 A とが接続され、吐出油路 17 と環状溝 17 A とが接続されている。ところで、ケーシング 60 内には、前記回転軸線 A1 の半径方向に延ばされた隔壁 61 が設けられており、この隔壁 61 には軸孔 20 が形成されている。この隔壁 61 は、回転軸線方向においてエンジン 1 とオイルポンプ 7 との間に配置されており、隔壁 61 には、吸入油路 18 および吐出油路 19 が設けられている。また隔壁 61 は、回転軸線 A1 に交差する方向に延ばされており、隔壁 61 の軸孔 20 内にクランクシャフト 6 が回転可能に配置されている。吸入油路 18 および吐出油路 19 は軸孔 20 に開口されており、吸入油路 18 と環状溝 16 A とが接続され、吐出油路 19 と環状溝 17 A とが接続されている。

【0031】

このように、クランクシャフト 6 が回転している場合、または停止している場合のいずれにおいても、吸入油路 16 と吸入油路 18 とが連通され、吐出油路 17 と吐出油路 19 とが連通される構成となっている。さらに、吸入油路 18 および吐出油路 19 および環状溝 16 A、17 A のオイルが軸孔 20 から漏れることを防止する密封装置 20 A が設けられている。さらに、オイルパン 21 が設けられており、吸入油路 18 はオイルパン 21 に接続されている。

【0032】

さらに、吸入油路 16 と油室 14 とを連通する油路 22 が設けられ、吐出油路 17 と油室 14 とを連通する油路 23 が設けられており、油路 22 には逆止弁 24 が設けられており、油路 23 には逆止弁 25 が設けられている。逆止弁 24 は、吸入油路 16 のオイルが油室 14 に吸入されることを許容し、油室 14 のオイルが吸入油路 16 に逆流することを防止する機能を有している。これに対して、逆止弁 25 は、油室 14 のオイルが吐出油路 17 に吐出されることを許容し、吐出油路 17 のオイルが油室 14 に逆流することを防止する機能を有している。

【0033】

前記吐出油路 19 と油圧制御装置 26 とを接続する油路には、制御弁 27 が設けられている。制御弁 27 は図 4 に示すように、略直線状に往復移動可能なスプール 28 と弾性部材 29 とソレノイド 30 とプランジャ 30 A とを有している。弾性部材 29 からは、スプール 28 を所定の向き、例えば、図 4 で上向きに付勢する力が加えられる。また、ソレノイド 30 に電力を供給すると磁気吸引力が生じて、プランジャ 30 A を弾性部材 29 の力とは逆向きに付勢する。さらに、スプール 28 にはランド 31 が形成されているとともに、制御弁 27 は吸入ポート 32 および吐出ポート 33 を有している。吸入ポート 32 は吐出油路 19 に接続され、吐出ポート 33 は、油路 34 を経由して油圧制御装置 26 に接続されている。さらに、バルブボデーとランド 31 の外周面との間にポート C1 が形成される。そして、弾性部材 29 からスプール 28 に加えられる力と、プランジャ 30 A からスプール 28 に加えられる力との対応関係により、スプール 28 の動作が制御される。このスプール 28 の動作により、ポート C1 の断面積が制御されて、吸入ポート 32 から吐出ポート 33 に吐出されるオイルの流量が制御される。

【0034】

前記アウターレース 9 は、インプットシャフト 2 に形成された外向きフランジ 35 と、外向きフランジ 35 に連続する円筒部 35 A とを有している。円筒部 35 A はインナーレース 8 の外側を取り囲むように配置されているとともに、円筒部 35 A の内周にはカム面 36 が形成されている。このカム面 36 は回転軸線 A1 を中心とする環状に構成されているとともに、略波形に構成されている。つまり、半径方向の外側に向けて突出するように

湾曲した凸部と、半径方向の内側に向けて突出するように湾曲した凹部とが、円周方向で交互に、かつ、連続して配置されている。そして、このカム面 36 と、インナーレース 8 に取り付けられたボール 13 とが接触されているとともに、ボール 13 はカム面 36 に沿って転動可能である。

【0035】

前記エンジン 1 は、燃料の燃焼による熱エネルギーを運動エネルギーに変換する動力装置であり、エンジン 1 としては、例えば内燃機関、具体的には、ガソリンエンジン、ディーゼルエンジン、LPG エンジンなどを用いることができる。エンジン 1 は吸排気装置および燃料噴射装置などを有している。

【0036】

前記インプットシャフト 2 からベルト式無段変速機 3 に至る経路には、前後進切換装置 37 が設けられている。前後進切換装置 37 は、エンジン 1 の回転方向が一方向に限られていることに伴って採用されている機構であって、インプットシャフト 2 の回転方向に対するプライマリシャフト 38 の回転方向を切り換える機能を備えている。図 1 に示す例では、前後進切換装置 37 としてダブルピニオン型の遊星歯車機構が採用されている。すなわち、インプットシャフト 2 と一体回転するサンギヤ 39 と、サンギヤ 39 と同心状に配置されたリングギヤ 40 と、サンギヤ 39 に噛合したピニオンギヤ 41 と、ピニオンギヤ 41 およびリングギヤ 40 に噛合した他のピニオンギヤ 42 とが設けられ、ピニオンギヤ 41, 42 がキャリア 43 によって、自転かつ公転自在に保持されている。このキャリア 43 とプライマリシャフト 38 とが一体回転するように連結されている。

【0037】

さらに、インプットシャフト 2 と、キャリア 43 とを選択的に連結・解放する前進用クラッチ 44 が設けられている。またリングギヤ 40 を選択的に固定することにより、インプットシャフト 2 の回転方向に対するプライマリシャフト 38 の回転方向を反転する後進用ブレーキ 45 が設けられている。上記前進用クラッチ 44 および後進用ブレーキ 45 の係合・解放は、油圧制御装置 26 により制御される構成となっている。

【0038】

前記ベルト式無段変速機 3 は、互いに平行に配置されたプライマリプーリ 46 とセカンダリプーリ 47 とを有するとともに、プライマリプーリ 46 およびセカンダリプーリ 47 にはベルト 48 が巻き掛けられている。また、プライマリプーリ 46 からベルト 48 に加えられる挟圧力を制御する油圧サーボ機構 49 と、セカンダリプーリ 47 からベルト 48 に加えられる挟圧力を制御する油圧サーボ機構 50 とが設けられている。この油圧サーボ機構 49, 50 に供給される圧油の油圧が油圧制御装置 26 により制御される構成となっている。

【0039】

前記プライマリプーリ 46 はプライマリシャフト 38 と一体回転するように構成され、セカンダリプーリ 47 はセカンダリシャフト 51 と一体回転するように構成されている。プライマリシャフト 38 とセカンダリシャフト 51 とは相互に並行に配置され、セカンダリシャフト 51 のトルクが、伝動機構 52 およびデファレンシャル 4 を経由して車輪 5 に伝達される構成となっている。

【0040】

つぎに、図 1 に示された車両 V e の制御システムを説明すれば、車両 V e の全体を制御するコントローラとしての電子制御装置 53 が設けられている。これらの電子制御装置 53 は、演算処理装置 (CPU または MPU) と、記憶装置 (RAM および ROM) と、入出力インターフェースとを有するマイクロコンピュータにより構成されており、電子制御装置 53 には、加速要求、制動要求、エンジン回転数、スロットル開度、インプットシャフト 2 の回転数、プライマリシャフト 38 の回転数、セカンダリシャフト 51 の回転数、シフトポジションなどの信号が入力される。これに対して、電子制御装置 53 からは、油圧制御装置 26 を制御する信号、制御弁 27 を制御する信号、エンジン 1 を制御する信号などが出力される。

【0041】

まず、エンジン1が運転されると、クランクシャフト6のトルクはオイルポンプ7を経由してインプットシャフト2に伝達される。なお、オイルポンプ7を介在させたトルクの伝達原理は後述する。ここで、シフトポジションとして前進ポジションが選択された場合は、前後進切換装置37において、前進用クラッチ44が係合され、かつ後進用ブレーキ45が解放される。その結果、インプットシャフト2およびキャリヤ43が一体回転可能に連結されて、インプットシャフト2のトルクがプライマリシャフト38に伝達される。この場合、インプットシャフト2の回転方向とプライマリシャフト38の回転方向とが同じになる。これに対して、シフトポジションとして後進ポジションが選択された場合は、後進用ブレーキ45が係合されて、前進用クラッチ44が解放される。その結果、リングギヤ40が反力要素となり、インプットシャフト2のトルクがプライマリシャフト38に伝達される。この場合、プライマリシャフト38の回転方向は、インプットシャフト2の回転方向とは逆になる。

【0042】

一方、ベルト式無段変速機3においては、油圧サーボ機構49、50における圧油の供給状態が油圧制御装置26により制御される。具体的には、油圧サーボ機構49に供給される圧油の流量が制御されて、プライマリプーリ46におけるベルト48の巻き掛け半径、およびセカンダリプーリ47におけるベルト48の巻き掛け半径が制御され、ベルト式無段変速機3の変速比、つまり、プライマリシャフト38の回転速度と、セカンダリシャフト51の回転速度との比を無段階（連続的）に制御することができる。また、この変速制御に加えて、セカンダリプーリ47からベルト48に加える挟圧力が調整されて、ベルト式無段変速機3のトルク容量が制御される。

【0043】

例えば、車速および加速要求（例えばアクセル開度）などに基づいて、車両における必要駆動力が判断され、その判断結果に基づいて目標エンジン回転数および目標エンジントルクが求められる。具体的には、必要駆動力に応じて、目標エンジン出力が求められ、その目標エンジン出力を最適燃費で達成する目標エンジン回転数が求められ、その目標エンジン回転数に応じて目標エンジントルクが求められる。そして、実エンジン回転数を目標エンジン回転数に近づけるように、ベルト式無段変速機3の変速比が制御される。上記のようにして、インプットシャフト2のトルクが、前後進切換装置37およびベルト式無段変速機3を経由して伝動機構52に伝達されるとともに、伝動機構52のトルクがデフアレナシャル4を経由して車輪5に伝達される。

【0044】

つぎに、インプットシャフト2とクランクシャフト6との間におけるトルクの伝達原理およびトルク制御方法、言い換えれば、オイルポンプ7におけるトルクの伝達原理、およびオイルポンプ7における伝達トルクの制御方法を説明し、かつ、オイルポンプ7のオイル吐出量の制御について説明する。エンジン1が運転されると、インナーレース8を図3の所定方向、例えば、時計方向に回転させる向きのトルクが発生する。この実施例においては、クランクシャフト6とインプットシャフト2との間で伝達されるトルクの容量、オイルポンプ7におけるオイル吐出量が、以下のようにして制御される。まず、インナーレース8に取り付けられているボール13が、弾性部材15の付勢力により、シリンダ10の外側に向けて付勢されており、押圧インナーレース8が回転すると、ボール13は、アウターレース9のカム面36に沿って転動するとともに、カム面36の半径方向の凹凸形状により、ボール13およびピストン11が、シリンダ10内を軸線B1方向に往復移動する。

【0045】

ピストン11がシリンダ10内を往復移動することにより、油室14の容積が変化する。すなわち、ピストン11が、軸線B1に沿って外側に動作すると油室14の容積が拡大され、ピストン11が、軸線B1に沿って内側に動作すると油室14の容積が縮小される。油室14の容積が拡大される場合は、油室14が負圧となる。すると、逆止弁24が開

いて、オイルパン 2 1 のオイルが、吸入油路 1 8 および吸入油路 1 6 を経由して油室 1 4 に吸引される。この場合、逆止弁 2 5 が閉じられるため、吐出油路 1 7 のオイルが油室 1 4 に逆流することはない。

【0 0 4 6】

ついで、インナレース 8 とアウターレース 9 との相対回転にともない、ピストン 1 1 が内側に動作すると、油室 1 4 の容積が縮小されて、その内部の油圧が上昇する。そして、油室 1 4 の油圧が吸入油路 1 6 の油圧よりも高圧となった場合は、逆止弁 2 4 が閉じられる。その結果、吸入油路 1 6 のオイルが油室 1 4 に吸入されなくなるとともに、油室 1 4 のオイルが吸入油路 1 6 に逆流することが防止される。一方、油室 1 4 の容積の縮小により、その内部の油圧が吐出油路 1 7 の油圧よりも高圧になると、逆止弁 2 5 が開く。その結果、油室 1 4 のオイルは、吐出油路 1 7 および吐出油路 1 9 を経由して、制御弁 2 7 に供給される。以後、ピストン 1 1 が往復運動を繰り返すことにより、オイルポンプ 7 からオイルが吐出される。

【0 0 4 7】

一方、制御弁 2 7 においては、吸入ポート 3 2 と吐出ポート 3 3 との間に形成されたポート C 1 の断面積が制御され、ポート C 1 の断面積に応じて、オイルポンプ 7 におけるオイル吐出量、具体的には、オイルポンプ 7 から油圧制御装置 2 6 に供給されるオイル量が制御される。

【0 0 4 8】

そして、この実施例においては、ソレノイド 3 0 に供給される電力の電流値により、スプール 2 8 の動作が制御され、ポート C 1 の断面積が調整される。このポート C 1 の断面積に応じて、吐出油路 1 9 から油路 3 4 に吐出されるオイルの流通抵抗が変化する。具体的には、ポート C 1 の断面積が拡大されるほど、オイルの流通抵抗が低下し、ポート C 1 の断面積が縮小されるほど、オイルの流通抵抗が増加する。

【0 0 4 9】

この吐出油路 1 9 から油路 3 4 に吐出されるオイルの流通抵抗は、シリンダ 1 0 におけるピストン 1 1 の動作特性に影響を及ぼす。つまり、ピストン 1 1 を内側に押圧する力が同じであった場合、ピストン 1 1 が内側に動作して油室 1 4 の容積を狭める場合は、吐出油路 1 9 から油路 3 4 に吐出されるオイルの流通抵抗が高いほど、油室 1 4 から吐出油路 1 7 に吐出される単位時間あたりのオイル量が低下する。一方、吐出油路 1 9 から油路 3 4 に吐出されるオイルの流通抵抗が低いほど、油室 1 4 から吐出油路 1 7 に吐出される単位時間あたりのオイル量が増加する。

【0 0 5 0】

また、吐出油路 1 9 から油路 3 4 に吐出されるオイルの流通抵抗が高いほど、油室 1 4 の油圧が低下しにくく、ピストン 1 1 を内側に動作させるために必要な荷重が増加する。一方、吐出油路 1 9 から油路 3 4 に吐出されるオイルの流通抵抗が低いほど、油室 1 4 の油圧が低下しやすく、ピストン 1 1 を内側に動作させるために必要な荷重が低下する。この実施例においては、インナレース 8 とアウターレース 9 とが相対回転することにより、ボール 1 3 がカム面 3 6 を転動して、アウターレース 9 からピストン 1 1 を内側に押圧する荷重が加えられる構成となっている。したがって、ピストン 1 1 を内側に動作させるために必要な荷重が高くなるほど、インナレース 8 とアウターレース 9 とを相対回転させるために必要な円周方向の荷重が高くなる。言い換えれば、オイルポンプ 7 におけるトルク容量が増加する。このように、オイルポンプ 7 は、トルク容量を制御可能なトルクリミッタとしても機能する。

【0 0 5 1】

以上のように、図 1 ないし図 4 に示された構成によれば、制御弁 2 7 によりオイルポンプ 7 のオイル吐出量を制御することにより、クランクシャフト 6 とインプットシャフト 2 との間で伝達されるトルクの容量を制御することが可能である。つまり、オイルポンプ 7 は、油圧制御装置 2 6 にオイルを供給する機能と、クランクシャフト 6 とインプットシャフト 2 との間におけるトルク容量を制御する機能（発進装置としての機能）とを兼備して

いる。つまり、単一の機器が、複数の機能を有しているため、動力伝達装置の部品点数の低減および小型化に寄与することが可能であり、ひいては、動力伝達装置の車載性が向上する。

【0052】

さらに、オイルポンプ7のインナーレース8が回転してオイルを吐出する場合の反力を、インプットシャフト2で受け持つ構造となっている。したがって、インプットシャフト2に伝達されるトルクを可及的に増加することが可能であり、車両V_eが発進する場合におけるトルクを高めることが可能である。また、トルク容量を制御する機能を有するオイルポンプ7の内部の油路をオイルが循環する構造であるため、摩擦材を用いたクラッチに比べて耐熱性が高く、エンジン1の高負荷運転が継続された場合でも、エンジン出力を低下させる制御をおこなわずに済む。

【0053】

なお、クランクシャフト6にフライホイールが設けられている車両、またはクランクシャフト6からオイルポンプ7のインナーレース8に至る経路にダンパが設けられている車両に、図1ないし図4の構成を適用することも可能である。

【0054】

上記の図1ないし図4には、請求項1および請求項2に対応する構成が示されており、図1ないし図4に示された構成と、この発明の構成との対応関係を説明すると、クランクシャフト6が、この発明の入力部材に相当し、インプットシャフト2が、この発明の出力部材に相当し、インナーレース8がこの発明の第1の回転部材に相当し、アウターレース9が、この発明の第2の回転部材に相当し、ボール13およびピストン11が、この発明の伝達部材に相当し、この発明の「動力伝達状態」には、クランクシャフト6とインプットシャフト2との間で伝達されるトルク、クランクシャフト6とインプットシャフト2との間で伝達されるトルクの容量が含まれる。また、各請求項の発明において、入力部材とは、動力源から出力される動力の伝達方向において、出力部材よりも上流に配置されている部材を意味する。

【0055】

つぎに、オイルポンプ7の吐出量を制御する場合、または、クランクシャフト6とインプットシャフト2との間で伝達されるトルクを制御する場合に、実行可能な制御例を順次説明する。

【0056】

(制御例1)

この制御例1は、請求項3および請求項4の発明に対応する制御例であり、これを図5のフローチャートに基づいて説明する。前述のように、オイルポンプ7におけるオイル吐出量を制御して、クランクシャフト6とインプットシャフト2との間で伝達されるトルクの容量を増加した場合は、エンジン負荷が変化して、エンジン回転数が変化する可能性がある。そこで、この制御例1は、エンジン1からインプットシャフト2に伝達されるトルクに応じて、オイルポンプ7のオイル吐出量を制御し、かつ、オイルポンプ7のトルク容量を制御するものである。

【0057】

まず、目標エンジン回転数と目標エンジントルクとの関係を、スロットル開度に応じて一義的に決定したマップが電子制御装置53に記憶されている。この場合における目標エンジン回転数は、ベルト式無段変速機3の変速比の制御に用いられる目標エンジン回転数とは技術的意義が異なり、オイルポンプ7の制御により達成すべき目標エンジン回転数である。より具体的には、クランクシャフト6とインプットシャフト2との間で伝達すべきトルクと、クランクシャフト6とインプットシャフト2との間における実際のトルク容量との関係を考慮した目標エンジン回転数である。そして、所定のスロットル開度および所定のエンジントルクにおいて、実エンジン回転数(実N_e)と目標エンジン回転数(目標N_e)とが一致しているか否かが判断され(ステップS1)、このステップS1で否定的に判断された場合は、実エンジン回転数が目標エンジン回転数を超えているか否かが

判断される (ステップ S 2)。

【0058】

前記ステップ S 2 で肯定的に判断されるということは、クランクシャフト 6 からインプットシャフト 2 に伝達すべき目標トルクに比べて、オイルポンプ 7 のトルク容量が低いために、エンジン回転数が上昇していると考えられる。そこで、ステップ S 2 で肯定的に判断された場合は、制御弁 27 のポート C 1 の断面積を低減させる制御を実行して、オイルポンプ 7 のオイル吐出量を低減し (ステップ S 3)、ステップ S 1 に戻る。つまり、ステップ S 3 においては、ソレノイド 30 への給電により生じる磁気吸引力を強める制御が実行される。すると、スプール 28 を図 4 において下向きに動作させる力が増加して、ポート C 1 の断面積が減少する。

【0059】

その結果、オイルポンプ 7 の油室 14 から吐出されるオイル量が低減して、油室 14 の油圧の低下が抑制される。したがって、ピストン 11 が内側に向けて押圧するために必要な力が増加し、オイルポンプ 7 におけるトルク容量が高まる。このようにして、エンジン回転数の上昇が抑制され、実エンジン回転数が目標エンジン回転数に近づけられる。

【0060】

これに対して、前記ステップ S 2 で否定的に判断された場合は、クランクシャフト 6 からインプットシャフト 2 に伝達すべき目標トルクに比べて、オイルポンプ 7 におけるトルク容量が高いため、エンジン負荷が増加する可能性がある。そこで、ステップ S 2 で否定的に判断された場合は、制御弁 27 のポート C 1 の断面積を拡大させる制御を実行して、オイルポンプ 7 のオイル吐出量を増加し (ステップ S 4)、ステップ S 1 に戻る。つまり、ステップ S 4 においては、ソレノイド 30 への給電により生じる磁気吸引力を弱める制御が実行される。すると、スプール 28 を図 4 において上向きに動作させる力が増加して、ポート C 1 の断面積が減少する。

【0061】

その結果、オイルポンプ 7 の油室 14 から吐出されるオイル量が増加して、油室 14 の油圧の上昇が抑制される。したがって、ピストン 11 を内側に向けて押圧するために必要な力が低減して、オイルポンプ 7 におけるトルク容量が低下する。このようにして、エンジン回転数の低下が抑制され、実エンジン回転数が目標エンジン回転数に近づけられる。なお、ステップ S 1 で肯定的に判断された場合は、図 5 に示す制御ルーチンを終了する。

【0062】

また、図 5 の制御例によれば、目標エンジン回転数、目標エンジントルクなどに基づいて、オイルポンプ 7 におけるトルク容量を制御することが可能である。さらに、図 5 の制御例によれば、伝達すべきトルクに応じて、オイルポンプ 7 におけるトルク容量を制御することが可能である。

【0063】

ここで、図 5 に示された機能的手段と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、オイルポンプ 7 におけるオイル吐出量、ポート C 1 の断面積、オイルの流通抵抗などが、この発明の「オイルポンプの吐出状態」に相当し、ステップ S 1, S 2, S 3, S 4 が、この発明の制御手段に相当し、スロットル開度、目標エンジン回転数、目標エンジントルク、伝達されるトルクなどが、この発明における「車両の運転状態」に相当する。

【0064】

(制御例 2)

つぎに、オイルポンプ 7 におけるオイル吐出量の他の制御例を、図 6 のフローチャートに基づいて説明する。まず、オイルポンプ 7 のオイルが供給されるオイル必要部において、必要油圧が不足しているか否かが判断される (ステップ S 11)。オイル必要部としては、例えば、ベルト式無段変速機 3 の油圧サーボ機構 49, 50 などが挙げられる。具体的には、油圧サーボ機構 49 に供給されるオイル量を急激に増加して、ベルト式無段変速機 3 の変速比を急激に変化させる場合がある。また、油圧サーボ機構 50 の油圧室の油圧を急激に高めて、ベルト式無段変速機 3 のトルク容量を急激に高める場合がある。

【0 0 6 5】

このような制御を実行するにあたり、圧油の流量不足である場合は、ステップ S 1 1 で肯定的に判断されて、制御弁 2 7 のポート C 1 の断面積を拡大する制御が実行され（ステップ S 1 2）、ステップ S 1 1 に戻る。ステップ S 1 1 の具体的な制御は、前述したステップ S 4 の制御と同じである。このステップ S 1 1 の制御が実行された場合は、前述した原理により、オイルポンプ 7 から吐出されるオイルの流量が増加する。その結果、油圧制御装置 2 6 を経由して油圧サーボ機構 4 9 に供給される圧油の流量不足や、油圧サーボ機構 5 0 における油圧不足が解消される。したがって、ベルト式無段変速機 3 における制御の応答遅れが抑制され、ドライバビリティが向上する。

【0 0 6 6】

一方、ステップ S 1 1 で否定的に判断された場合は、オイルポンプ 7 におけるオイル吐出流量が過剰であるか否かが判断される（ステップ S 1 3）。例えば、前記のオイル必要部における必要油圧と、この必要油圧に対応するオイル吐出流量の最低値との関係を予めマップ化されており、オイルポンプ 7 における実際のオイル吐出流量が、オイル吐出流量の最低値を超えている場合は、ステップ S 1 3 で肯定的に判断されて、制御弁 2 7 のポート C 1 の断面積を縮小する制御が実行され（ステップ S 1 4）、ステップ S 1 1 に戻る。ステップ S 1 4 の制御が実行された場合は、前述と同様の原理により、オイルポンプ 7 から吐出されるオイルの流量が減少して、オイルポンプ 7 におけるオイル吐出量が過剰となることを抑制でき、かつ、エンジン 1 の燃費の低下が抑制される。なお、ステップ S 1 3 で否定的に判断された場合は、図 6 に示す制御ルーチンを終了する。また、ステップ S 1 1 において、前進用クラッチ 4 4 の係合圧を制御する油圧室の油圧不足、または、動力伝達経路における潤滑系統のオイル量不足を判断することも可能である。

【0 0 6 7】

(制御例 3)

つぎに、オイルポンプ 7 におけるオイル吐出量の他の制御例を、図 7 のフローチャートに基づいて説明する。図 7 のフローチャートは請求項 5 および請求項 6 の発明に対応している。エンジン 1 は燃料を燃焼させて生じる熱エネルギーを運動エネルギーに変換する装置であるために、トルク変動が不可避免的に生じる。具体的には、エンジン回転数が低下することにもない、エンジントルクの変動量が増加する傾向にある。また、エンジン回転数が同じである場合は、スロットル開度が大きいほど、エンジントルクの変動量が増加する傾向にある。このエンジントルクの変動が、動力伝達経路に伝達された場合は、振動および騒音を招く。

【0 0 6 8】

この制御例 3 は、このようなエンジントルクの変動に起因する振動および騒音を低減するために、オイルポンプ 7 をダンパとして機能させるための制御例である。まず、オイルポンプ 7 を構成するインナーレース 8 とアウターレース 9 との回転数差が、所定値であるか否かが判断される（ステップ S 2 1）。ここで、「所定値」とは、エンジン 1 からインプットシャフト 2 に伝達されるトルクの変動量を、所定量以下に抑制することが可能であり、かつ、伝達するべきトルクに応じたトルク容量を確保できることの可能な回転数差を意味する。

【0 0 6 9】

まず、トルク変動の吸収もしくは緩和について説明すれば、ステップ S 2 1 の判断をおこなうために、エンジン回転数およびスロットル開度をパラメータとする回転数差の目標値がマップ化されて、電子制御装置 5 3 に記憶されている。具体的には、エンジン回転数が高いほど、回転数差の目標値は小さく設定されている。また、エンジン回転数が同じであれば、スロットル開度が小さいほど、回転数差の目標値は小さく設定されている。

【0 0 7 0】

このように、回転数差の目標値がこのような特性で設定されている理由は以下のとおりである。前述したように、オイルポンプ 7 におけるオイル吐出量を制御することにより、クランクシャフト 6 とインプットシャフト 2 との間におけるトルク容量を制御することが

可能であり、所定量以上のエンジントルクの変動が生じた場合は、インナーレース 8 とアウターレース 9 との回転数差が増加することにより、そのトルク変動を吸収もしくは緩和可能である。したがって、クランクシャフト 6 とインプットシャフト 2 との間におけるトルク容量を低減させるほど、エンジントルクの変動をトルク変動を吸収もしくは緩和するダンパとしての機能が向上するからである。

【0071】

一方、オイルポンプ 7 は、エンジントルクをインプットシャフト 2 に伝達する機能を有しており、伝達するべき目標トルクに応じたトルク容量を確保する必要がある。そのために、回転数差の上限値も設定する必要がある、ステップ S 2 1 で判断される回転数差の目標値とは、上限値と下限値とを含む所定幅の値である。

【0072】

そして、ステップ S 2 1 で否定的に判断された場合は、実際の回転数差が回転数差の目標値よりも小さいか否かが判断される（ステップ S 2 2）。例えば、オイルポンプ 7 によるダンパ機能が不十分である場合は、ステップ S 2 2 で肯定的に判断されて、制御弁 2 7 のポート C 1 の断面積を拡大する制御を実行し（ステップ S 2 3）、ステップ S 2 1 に戻る。このステップ S 2 3 の制御を実行した場合は、前述した原理により、クランクシャフト 6 とインプットシャフト 2 との間におけるトルク容量が低減され、エンジントルクの振動がインプットシャフト 2 に伝達されにくくなる。したがって、インプットシャフト 2 から車輪 5 に至る動力伝達経路で振動および騒音が生じることを抑制できる。

【0073】

これに対して、ステップ S 2 2 で否定的に判断されるということは、クランクシャフト 6 とインプットシャフト 2 との間におけるトルク容量が、伝達するべき目標トルクに比べて低く、駆動力不足が生じる可能性がある。そこで、ステップ S 2 2 で否定的に判断された場合は、制御弁 2 7 のポート C 1 の断面積を縮小させる制御を実行し（ステップ S 2 4）、ステップ S 2 1 に戻る。このステップ S 2 4 の制御により、前述した原理により、クランクシャフト 6 とインプットシャフト 2 との間におけるトルク容量が増加して、駆動力不足を抑制できる。なお、ステップ S 2 1 で肯定的に判断された場合は、図 7 に示す制御ルーチンを終了する。

【0074】

この制御例 3 のように、オイルポンプ 7 がダンパとしての機能をも兼備しているため、エンジン 1 から車輪 5 に至る経路に、振動や騒音を抑制するために専用のダンパなどを設けずに済むか、もしくは専用のダンパの構造を簡素化することができる。ここで、図 7 に示された機能的手段と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、ステップ S 2 1、S 2 2、S 2 3、S 2 4 が、この発明における制御手段に相当する。また、トルクの変動量が、この発明における「トルクの変動状態」に相当する。

【実施例 2】

【0075】

つぎに、図 1 に示されたオイルポンプ 7 の他の構成例を、図 8 に基づいて説明する。この実施例 2 は、請求項 1 ないし請求項 6 の全ての発明に対応する実施例である。この図 8 に示されたオイルポンプ 7 においては、クランクシャフト 6 にアウターレース 9 が設けられており、そのアウターレース 9 に、外向きフランジ 3 5、円筒部 3 5 A、カム面 3 6 が形成されている。一方、インナーレース 8 はインプットシャフト 2 に形成されており、シリンダ 1 0、ピストン 1 1、ボール 1 3、弾性部材 1 5、逆止弁 2 4、2 5、油路 2 2、2 3、吸入油路 1 6、吐出油路 1 7、密封装置 2 0 A などの構成は、インプットシャフト 2 側に設けられている。また、回転軸線方向において、前後進切換装置 3 7 とオイルポンプ 7 との間に隔壁 6 1 が配置されており、隔壁 6 1 に吸入油路 1 8 および吐出油路 1 9 が形成されている。また、図 8 の構成において、回転軸線 A 1 を中心とする回転慣性質量は、アウターレース 9 の方がインナーレース 8 よりも大きい。図 8 におけるその他の構成は、図 1 ないし図 4 の構成と同じである。

【0076】

この図 8 の実施例においては、エンジントルクがクランクシャフト 6 に伝達された場合に、そのトルクが、アウターレース 9 からインナーレース 8 に伝達される。この図 8 に示されたオイルポンプ 7 においても、図 1 ないし図 4 に示された構成と同じ効果を得られる。また、図 8 の構成例においては、アウターレース 9 の回転慣性質量の方が、インナーレース 8 の回転慣性質量よりも大きい。したがって、クランクシャフト 6 におけるフライホイール効果が向上する。また、図 8 の構成例においても、前記制御例 1 ないし制御例 3 を実行可能である。この図 8 に示された構成と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、アウターレース 9 が、この発明の第 1 の回転部材に相当し、インナーレース 8 が、この発明の第 2 の回転部材に相当する。図 8 におけるその他の構成と、この発明の構成との対応関係は、図 1 ないし図 4 に示された構成と、この発明の構成との対応関係と同じである。

【0077】

なお、上記の実施例 1 および実施例 2 においては、変速機としてベルト式無段変速機を有し、かつ、前後進切換装置を有する車両が示されているが、請求項 1 ないし請求項 6 のいずれかに係る発明は、変速機として、有段変速機、つまり、変速比を段階的に（不連続に）変更可能な変速機を有する車両の動力伝達装置にも適用可能である。また、変速機としてトロイダル式無段変速機を有する車両の動力伝達装置に、請求項 1 ないし 6 のいずれかに係る発明を適用することも可能である。

【実施例 3】

【0078】

（構成例 1）

つぎに、この発明の動力伝達装置の実施例 3 を図 9 ないし図 11 に基づいて説明する。この実施例 3 は、請求項 7 および請求項 8 の発明に対応する実施例である。まず、クランクシャフト 6 の外周には、インナーレース 70 が取り付けられている。インナーレース 70 は環状に構成されているとともに、インナーレース 70 とクランクシャフト 6 とは回転軸線方向に相対移動可能に構成されている。そして、インナーレース 70 とクランクシャフト 6 とを回転軸線方向に相対移動させるために連結機構 71 が設けられている。この連結機構 71 は、クランクシャフト 6 の外周に形成された外歯 72 と、インナーレース 70 の内周に形成された内歯 73 とを有しており、外歯 72 と内歯 73 とが噛合され、具体的にはスプライン嵌合されている。したがって、クランクシャフト 6 とインナーレース 70 とが軸線方向に相対移動可能であり、かつ、インナーレース 70 とクランクシャフト 6 とが回転軸線方向に相対移動不可能となっている。

【0079】

前記インナーレース 70 には、円周方向に所定間隔をおいて複数のシリンダ 75 が設けられている。各シリンダ 75 は、インナーレース 70 の外周面に開口されており、各シリンダ 75 にはピストン 76 がそれぞれ配置されている。各ピストン 76 はインナーレース 70 の半径方向、すなわち、軸線 B1 方向に動作可能であり、各ピストン 76 であって、シリンダ 75 の外部に露出した端部には、図 11 に示すようにローラ 77 が取り付けられている。各ローラ 77 は、回転軸線 A1 と平行な軸 78 を中心として回転可能に構成されている。またローラ 77 の表面の摩擦係数を低くする処理、例えば、硬質クロムメッキ、ダイヤモンド・ライク・カーボンなどが施されている。各シリンダ 75 内であって、シリンダ 75 の奥端面 76 と、ピストン 76 との間には油室 14 が形成されており、油室 14 にはピストン 75 を外側に押圧する弾性部材 15 が配置されている。

【0080】

また、インナーレース 70 には、各油室 14 に連通する油路 78、79 がそれぞれ形成されている。クランクシャフト 6 には吸入油路 16 および吐出油路 17 が設けられており、クランクシャフト 6 には、吸入油路 16 に接続する油路 80 が設けられており、吐出油路 17 に接続する油路 81 が設けられている。さらに、クランクシャフト 6 の外周には、油路 80 に連通する油溝 82 と、油路 81 に連通する油溝 83 とが形成されている。また、インナーレース 70 が、クランクシャフト 6 の外周を回転軸線方向に所定範囲でスライ

どした場合でも、油溝 82 とインナーレース 70 の油路 78 とが常に接続されるように、回転軸線方向における油溝 82 の長さが設定されている。さらに、インナーレース 70 が、クランクシャフト 6 の外周を回転軸線方向に所定範囲でスライドした場合でも、油溝 83 とインナーレース 70 の油路 79 とが常に接続されるように、回転軸線方向における油溝 83 の長さが設定されている。

【0081】

一方、クランクシャフト 6 の外周には、回転軸線方向における異なる箇所に密封装置 100 が取り付けられており、油溝 82、83 のオイルがクランクシャフト 60 とインナーレース 70 との間から漏れることが防止されている。さらに、油路 78 には逆止弁 84 が設けられており、油路 79 には逆止弁 85 が設けられている。この逆止弁 84 は、吸入油路 16 のオイルが油室 14 に流れ込むことを許容し、かつ、油室 14 のオイルが吸入油路 16 に逆流することを防止する機能を備えている。また、逆止弁 85 は、油室 14 のオイルが吐出油路 17 に吐出されることを許容し、吐出油路 17 のオイルが油室 14 に逆流することを防止する機能を備えている。さらに、インナーレース 70 にはシフトフォーク 86 が連結されている。このシフトフォーク 86 は選択されるシフトポジションに応じて動作し、その動作力がインナーレース 70 に伝達されて、インナーレース 70 がクランクシャフト 6 の外周を回転軸線方向にスライドする構成となっている。

【0082】

一方、前後進切換装置 37 が有するサンギヤ 39 は、インプットシャフト 2 と一体回転する構成となっており、リングギヤ 40 はケーシング 60 に固定されている。また、インプットシャフト 2 と一体回転するように連結されたアウターレース 87 が設けられている。このアウターレース 87 は環状に構成されており、アウターレース 87 の内周にはカム面 36 が設けられている。また、キャリヤ 43 と一体回転するように連結されたアウターレース 88 が設けられており、このアウターレース 88 にもカム面 36 が設けられている。回転軸線 A1 と直交する平面において、アウターレース 88 のカム面 36 の形状と、アウターレース 87 のカム面 36 の形状とが同一に設定されている。さらに、アウターレース 87 とアウターレース 88 とは、回転軸線方向の異なる位置に並んで配置されている。具体的には、エンジン 1 とアウターレース 87 との間にアウターレース 88 が配置されている。なお、実施例 3 におけるその他の構成は、実施例 1 の構成と同じである。

【0083】

つぎに、実施例 3 の作用を説明する。この実施例 3 においては、選択されるシフトポジションに応じて、クランクシャフト 6 の外周における回転軸線方向のインナーレース 70 の位置が決定される。例えば、前進ポジションが選択された場合は、インナーレース 70 が図 9 において左側に動作して、各ピストン 76 がアウターレース 87 の内側空間に位置するとともに、各ローラ 77 がアウターレース 87 のカム面 36 に接触する。これに対して、後進ポジションが選択された場合は、インナーレース 70 が図 9 において右側に動作して、各ピストン 76 がアウターレース 88 の内側空間に位置するとともに、各ローラ 77 がアウターレース 88 のカム面 36 に接触する。このように、シフトポジションの切り替えにともない、ローラ 77 が、アウターレース 87 のカム面 36 と、アウターレース 88 のカム面 36 との間で行き来する。

【0084】

前記のように前進ポジションが選択された場合は、クランクシャフト 6 のトルクが、インナーレース 70 およびピストン 76 およびローラ 77 を経由してアウターレース 87 に伝達され、アウターレース 87 とインプットシャフト 2 とが一体的に回転する。この実施例 3 においては、リングギヤ 40 が固定されているため、ピニオンギヤ 41、42 も回転し、キャリヤ 43 は空転する。これに対して、後進ポジションが選択された場合は、クランクシャフト 6 のトルクが、インナーレース 70 およびピストン 76 およびローラ 77 を経由してアウターレース 88 に伝達される。この実施例 3 においては、リングギヤ 40 が固定されているため、リングギヤ 40 が反力要素となり、クランクシャフト 6 およびキャリヤ 43 とは逆方向にインプットシャフト 2 が回転する。

【0085】

上記のように、エンジントルクがクランクシャフト6に伝達されると、後進ポジションまたは前進ポジションのいずれにおいても、ローラ77がカム面36に沿って転動する。ここで、カム面36は半径方向の凹凸が形成された波形形状であるために、ピストン76が軸線B1に沿って半径方向に往復移動する。ピストン76が外側に動作する場合は、油室14が負圧となり、吸入油路18のオイルが、吸入油路16および油路80を経由して油室14に流れ込む。この場合、逆止弁85が閉じられて、吐出油路17のオイルが油室14に逆流することを防止できる。

【0086】

一方、ピストン76が内側に動作して、油室14の油圧が上昇すると、油室14のオイルが油路81および吐出油路17、19を経由して、実施例1で述べた制御弁37に供給される。以後、ピストン76が軸線方向に往復移動する動作を繰り返し、オイルポンプ7から油圧制御装置26にオイルが供給される。そして、この実施例3においても、制御弁37のポートC1の断面積を制御することにより、実施例1の説明した原理により、クランクシャフト6とインプットシャフト2との間で伝達されるトルクの容量を制御するとともに、オイルポンプ7におけるオイル吐出量を制御することが可能である。つまり、オイルポンプ7は、油圧制御装置26に供給するオイル量を制御する機能と、トルク容量を制御する機能と、ダンパ機能とを兼備している。したがって、実施例1と同様の効果を得ることができる。また、この実施例3においても、制御例1ないし制御例3を実行可能であり、制御例1ないし制御例3の効果を得ることが可能である。

【0087】

(構成例2)

つぎに、実施例3における他の構成例を、図12および図13に基づいて説明する。図12および図13においては、アウターレース87であってアウターレース88側の端部内周に、環状のリブ89が形成されている。リブ89の側面には、カム面36に連続する湾曲面90が形成されている。一方、アウターレース88であってアウターレース87側の端部内周に、環状のリブ91が形成されている。リブ91の側面には、カム面36に連続する湾曲面92が形成されている。これらのリブ89、91の内径は、カム面36の内接円(図示せず)と同じ径に設定されている。さらに、ローラ11の軸線方向の両端部には、所定半径の面取り部93が形成されている。

【0088】

この図12、13の構成によれば、一方のカム面36に接触しているローラ77が、回転軸線方向に移動する場合は、面取り部93が湾曲面90または湾曲面92に接触してからリブ89、91の先端に乗り上げ、ついで、他方のカム面36に移動することとなる。したがって、アウターレース87とアウターレース88との円周方向における位相、具体的には、カム面36の凹凸の位相が異なっている場合でも、一方のカム面36から他方のカム面36へのローラ77の移動を円滑におこなうことが可能である。また、ニュートラルポジションまたはパーキングポジションが選択された場合は、図13に示すようにローラ77がリブ89、91に乗り上げた位置で停止する構成とすれば、クランクシャフト6が回転しても、ピストン76が半径方向に動作しない。したがって、クランクシャフト6とインプットシャフト2との間でトルク伝達がおこなわれなるとともに、オイルポンプ7からオイルは吐出されない。

【0089】

ここで、この実施例3の構成と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、前後進切換装置37が、この発明の遊星歯車装置を有しており、サンギヤ39、リングギヤ40、キャリア43が、この発明における「差動回転可能な3つの回転要素」に相当し、アウターレース87が、この発明の第1の構成部材に相当し、アウターレース88が、この発明の第2の構成部材に相当し、回転軸線方向が、この発明におけるが所定方向に相当し、ローラ77が、この発明の伝達部材に相当し、カム面36が、この発明のカムに相当し、湾曲面90、92、リブ89、91が、この発明の円滑機構に相当する。なお、実施例3に

におけるその他の構成と、この発明の構成との対応関係は、実施例 1 の構成と、この発明の構成との対応関係と同じである。

【実施例 4】

【0090】

つぎに、この発明における実施例 4 を、図 14 に基づいて説明する。この実施例 4 は、請求項 9 の発明に対応するものである。実施例 4 においては、リングギヤ 40 の回転を、選択的に許容または防止するブレーキ 94 が設けられている。ブレーキ 94 の係合・解放は、実施例 1 で説明した電子制御装置 53 により制御される構成となっている。実施例 4 におけるその他の構成は、実施例 3 の構成と同じである。この実施例 4 においては、前進ポジションが選択された場合は、ブレーキ 94 が解放される。このため、クランクシャフト 6 のトルクがインプットシャフト 2 に伝達された場合に、キャリア 43 およびリングギヤ 40 が、インプットシャフト 2 とともに一体回転する。

【0091】

したがって、ピニオンギヤ 42 とリングギヤ 40 との相対回転、およびピニオンギヤ 41 とサンギヤ 39 との相対回転、およびピニオンギヤ 41 とピニオンギヤ 42 との相対回転を防止でき、インプットシャフト 2 の回転数が高い場合における前後進切換装置 37 の耐久性の低下を抑制できる。なお、リバースポジションが選択された場合は、ブレーキ 94 が係合されるとともに、リングギヤ 40 が反力要素となり、クランクシャフト 6 のトルクがキャリア 43 を経由してインプットシャフト 2 に伝達される。なお、図 12 および図 13 の構成を、この実施例 4 に用いることも可能である。

【0092】

ここで、実施例 4 における構成と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、前後進切換装置 37 が、この発明における遊星歯車装置に相当し、ピニオンギヤが、この発明の第 1 のピニオンギヤに相当し、ピニオンギヤ 42 が、この発明の第 2 のピニオンギヤに相当し、サンギヤ 39 が、この発明の第 1 の回転要素に相当し、リングギヤ 40 が、この発明の第 2 の回転要素に相当する。なお、上記の実施例 3 および実施例 4 においては、無段変速機としてベルト式無段変速機を有する車両が示されているが、請求項 7 ないし請求項 9 のいずれかに係る発明は、無段変速機として、トロイダル式無段変速機を有する車両の動力伝達装置にも適用可能である。

【実施例 5】

【0093】

つぎに、オイルポンプ 7 の吐出状態を制御する制御弁の他の構成例を、図 14 に基づいて説明する。この実施例 5 は、請求項 1、請求項 3、請求項 4、請求項 5、請求項 6 に対応する実施例である。図 14 に示された制御弁 110 を、図 1 に示す制御弁 27 に代えて用いることが可能である。制御弁 110 は、軸線方向に往復移動自在なスプール 111 と、軸線方向における所定向きの力をスプール 111 に与える弾性部材 112 と、吸入ポート 113 および吐出ポート 114 および制御ポート 115 と、フィードバックポート 116 とを有している。吸入ポート 113 およびフィードバックポート 116 には前記吐出油路 19 が接続され、吐出油路 114 には前記油路 34 が接続される。

【0094】

一方、スプール 111 は、ランド 117、118、119 が形成されており、フィードバックポート 116 の油圧に応じて、スプール 111 を、弾性部材 112 の力とは逆向きに付勢する力が生じる。また、制御ポート 115 の油圧により、弾性部材 112 と同じ向きにスプール 111 を付勢する力が生じる。なお、油路 120 を経由して制御ポート 115 に入力される制御油圧は、油圧制御装置 26 で調圧される。

【0095】

このように構成された制御弁 110 においては、吐出油路 19 からフィードバックポート 116 に伝達される油圧に応じてスプール 111 に与えられる力と、弾性部材 112 からスプール 111 に与えられる力および制御ポート 115 の油圧に応じてスプール 111 に与えられる力との対応関係により、軸線方向におけるスプール 111 の動作が制御され

、吐出油路 19 と油路 34 との間に形成されるポート D1 の断面積、もしくは吐出油路 19 から油路 34 に供給されるオイルの流量が調整される。つまり、吐出油路 19 の油圧が上昇すると、フィードバックポート 116 の油圧が上昇して、スプール 111 が図 14 において上向きに動作する。

【0096】

このため、ポート D1 の断面積が拡大されて、吐出油路 19 から油路 34 に吐出されるオイルの流量が増加し、オイルポンプ 7 の吐出圧の上昇が抑制される。これに対して、吐出油路 19 の油圧が低下すると、フィードバックポート 116 の油圧が低下して、スプール 111 が図 14 において下向きに動作する。このため、ポート D1 の断面積が縮小されて、吐出油路 19 から油路 34 に吐出されるオイルの流量が減少し、オイルポンプ 7 の吐出圧の低下が抑制される。そして、制御ポート 115 に入力される制御油圧を上昇させると、ポート D1 の断面積が拡大しにくくなり、オイルポンプ 7 の吐出圧が低下が抑制されるか、もしくはオイルポンプ 7 の吐出圧が上昇する。これとは逆に、制御ポート 115 に入力される制御油圧を低下させると、ポート D1 の断面積が拡大し易くなり、オイルポンプ 7 の吐出圧が上昇が抑制されるか、もしくはオイルポンプ 7 の吐出圧が低下する。

【0097】

(制御例 4)

この実施例 5 の制御弁 110 を有する動力伝達装置で実行可能な制御例を、図 15 のフローチャートに基づいて説明する。図 15 のフローチャートにおいて、ステップ S1, S2 の処理は、図 5 のステップ S1, S2 の処理と同じである。また、図 15 のステップ S2 で肯定的に判断された場合は、オイルポンプ 7 の吐出圧を上昇させる制御が実行され（ステップ S31）、ステップ S1 に戻る。さらに図 15 のステップ S2 で否定的に判断された場合は、オイルポンプ 7 の吐出圧を低下させる制御が実行され（ステップ S32）、ステップ S1 に戻る。そして、ステップ S31 の処理の効果は、図 5 のステップ S3 の処理の効果と同じである。ステップ S32 の処理の効果は、図 5 のステップ S4 の処理の効果と同じである。

【0098】

(制御例 5)

この実施例 5 の制御弁 110 を有する動力伝達装置で実行可能な他の制御例を、図 16 のフローチャートに基づいて説明する。図 16 のフローチャートにおいて、ステップ S11, S13 の処理は、図 6 のステップ S11, S13 の処理と同じである。また、図 16 のステップ S11 で肯定的に判断された場合は、オイルポンプ 7 の吐出圧を低下させる制御が実行され（ステップ S41）、ステップ S11 に戻る。さらに図 16 のステップ S13 で肯定的に判断された場合は、オイルポンプ 7 の吐出圧を上昇させる制御が実行され（ステップ S42）、ステップ S11 に戻る。そして、ステップ S41 の処理の効果は、図 6 のステップ S12 の処理の効果と同じである。ステップ S42 の処理の効果は、図 6 のステップ S14 の処理の効果と同じである。

【0099】

(制御例 6)

この実施例 5 の制御弁 110 を有する動力伝達装置で実行可能な他の制御例を、図 17 のフローチャートに基づいて説明する。図 17 のフローチャートにおいて、ステップ S21, S22 の処理は、図 7 のステップ S21, S22 の処理と同じである。また、図 17 のステップ S22 で肯定的に判断された場合は、オイルポンプ 7 の吐出圧を低下させる制御が実行され（ステップ S51）、ステップ S21 に戻る。さらに図 17 のステップ S22 で否定的に判断された場合は、オイルポンプ 7 の吐出圧を上昇させる制御が実行され（ステップ S52）、ステップ S21 に戻る。そして、ステップ S51 の処理の効果は、図 7 のステップ S23 の処理の効果と同じである。ステップ S52 の処理の効果は、図 7 のステップ S24 の処理の効果と同じである。

【0100】

ここで、図 15 ないし図 17 に示された機能的手段と、この発明の構成との対応関係を

説明すれば、オイルポンプ7のオイル吐出圧が、この発明の「オイルポンプの吐出状態」に相当し、図15のステップS1, S2, S31, S32、図16のステップS11, S13, S41, S42、図17のステップS21, S22, S51, S52が、この発明の制御手段に相当する。

【実施例6】

【0101】

つぎに、上記の実施例1ないし5の構成に組み合わせて実施可能な実施例6を、図18に基づいて説明する。この実施例5においては、ケーシング60の外部に熱交換器95が設けられている。また、オイルポンプ7から吐出されたオイルを熱交換器95に送り、その後、熱交換器95からオイルポンプ7に戻す配管96が設けられている。さらに、エンジン1から熱伝達された流体（冷却水）を熱交換器95に送り、ついで、その流体をエンジン1側に戻す配管97が設けられている。熱交換器95においては、配管97を流れる流体の熱が、配管96を流れるオイルに伝達されて、オイルが温められる。このようにして、オイルを温めることにより、冷間時におけるオイルの粘度の上昇を図ることができる。

【0102】

そして、実施例1ないし5で説明したように、オイルポンプ7がクラッチとしての機能を兼備しているため、実施例6においても、クランクシャフト6の回転軸線方向において、オイルポンプ7とエンジン1との間に、摩擦クラッチ、電磁クラッチ、流体伝動機構などを設けずに済む。したがって、回転軸線方向におけるエンジン1とオイルポンプ7との距離を可及的に短くすることが可能である。このため、配管97を流れる流体の温度が低下することを抑制でき、熱交換器95の機能の低下を抑制できる。なお、各実施例において、インナーレースおよびアウターレースおよびピストンおよびボールおよびローラなどの要素は、金属材料により構成されている。

【図面の簡単な説明】

【0103】

【図1】 この発明の動力伝達装置を有する車両およびその制御系統を示す概念図である。

【図2】 図1に示されたオイルポンプの構成例を示す断面図である。

【図3】 図1に示されたオイルポンプの構成例を示す断面図である。

【図4】 図1に示された制御弁の構成を示す図である。

【図5】 図1の車両で実行可能な制御例1を示すフローチャートである。

【図6】 図1の車両で実行可能な制御例2を示すフローチャートである。

【図7】 図1の車両で実行可能な制御例3を示すフローチャートである。

【図8】 この発明におけるオイルポンプの他の構成例を示す断面図である。

【図9】 この発明におけるオイルポンプの他の構成例を示す概念図である。

【図10】 図9に示されたオイルポンプの構成を示す断面図である。

【図11】 図9および図10におけるオイルポンプで用いるローラおよびピストンの斜視図である。

【図12】 この発明におけるオイルポンプのアウターレースの構成例を示す図である。

【図13】 図12に示されたアウターレースの断面図である。

【図14】 図1に示された制御弁の他の構成を示す図である。

【図15】 図14の制御弁を有する車両で実行可能な制御例4を示すフローチャートである。

【図16】 図14の制御弁を有する車両で実行可能な制御例5を示すフローチャートである。

【図17】 図14の制御弁を有する車両で実行可能な制御例6を示すフローチャートである。

【図18】 この発明における動力伝達装置の他の構成例を示す概念図である。

【図 1 9】 この発明におけるオイルポンプと、エンジンとの間で熱交換をおこなう場合を示す概念図である。

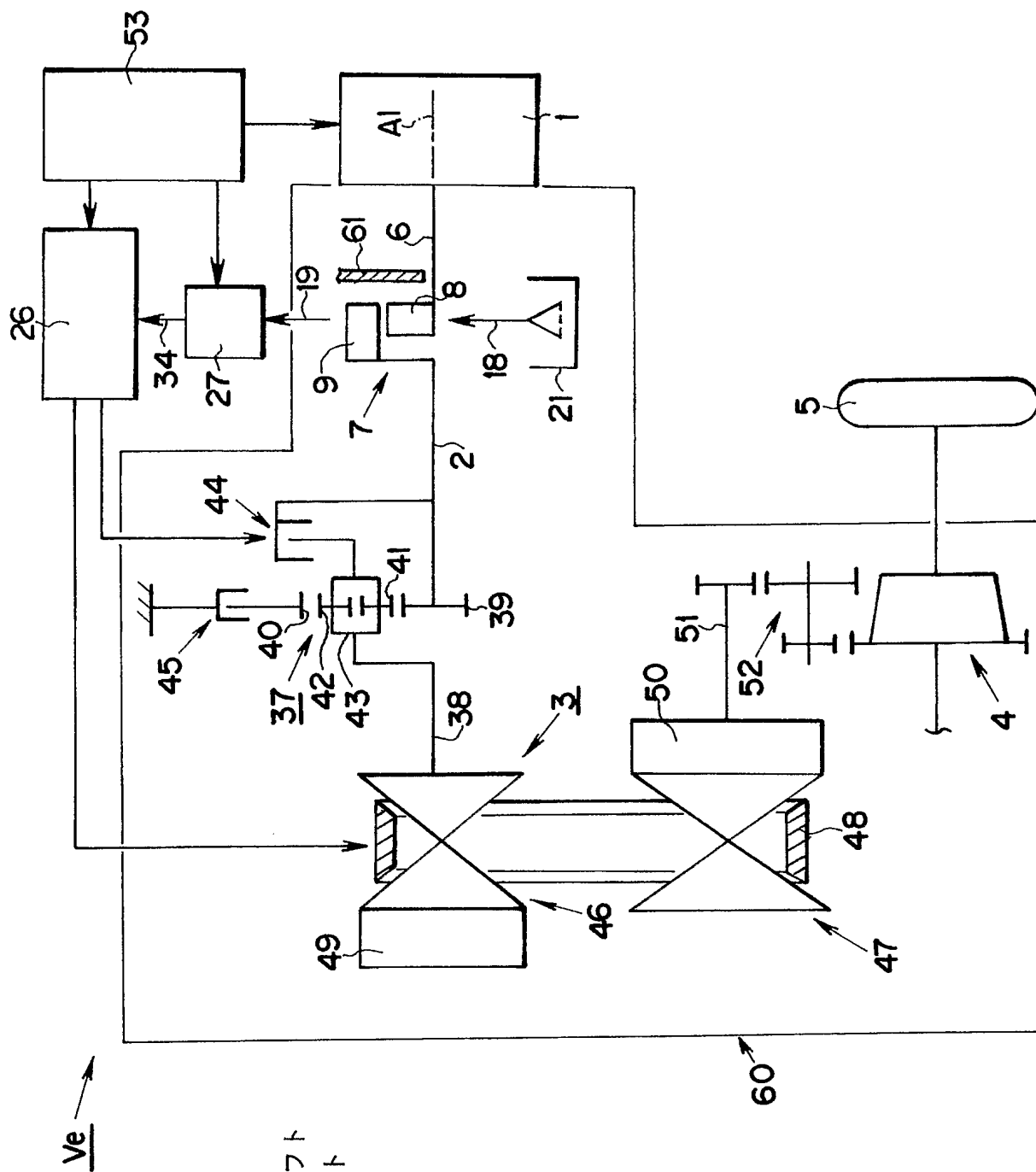
【符号の説明】

【 0 1 0 4 】

2…インプットシャフト、 6…クランクシャフト、 7…オイルポンプ、 8…インナーレース、 9…アウターレース、 13…ボール、 11, 76…ピストン、 27, 110…制御弁、 36…カム面、 37…前後進切換装置、 39…サンギヤ、 40…リングギヤ、 41, 42…ピニオンギヤ、 43…キャリア、 71…連結機構、 77…ローラ、 89, 91…リブ、 90, 92…湾曲面、 94…ブレーキ、 V e…車両。

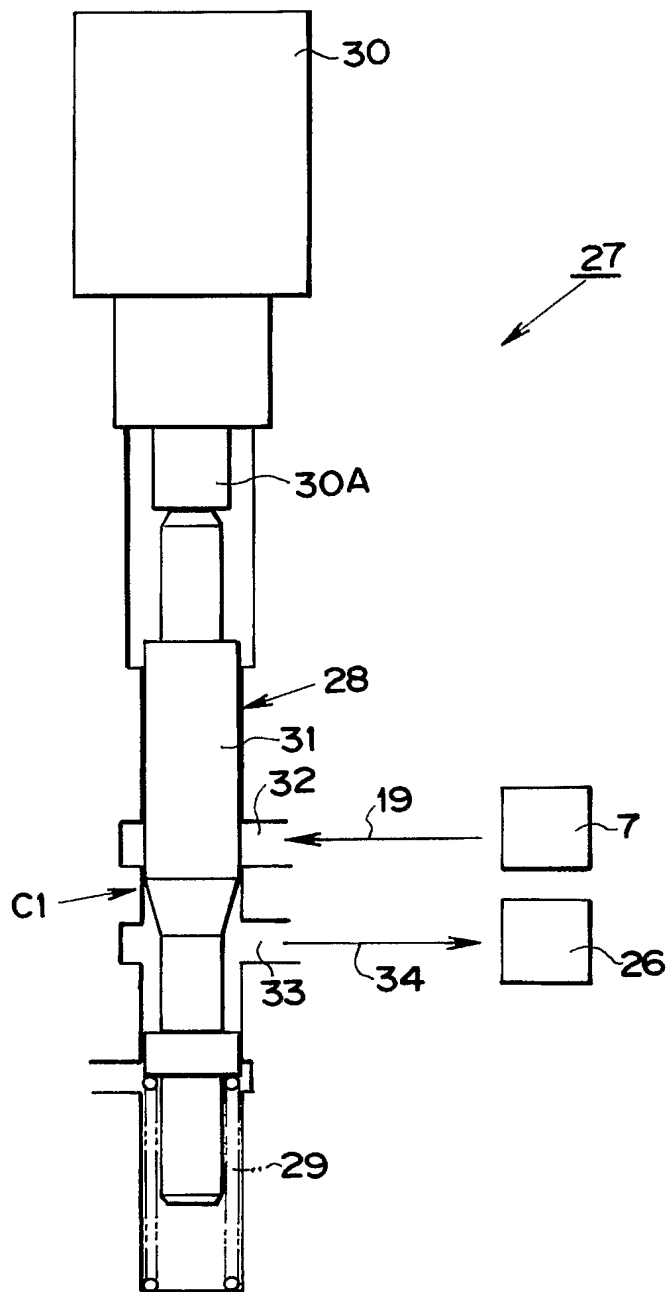
【書類名】 図面

【図 1】

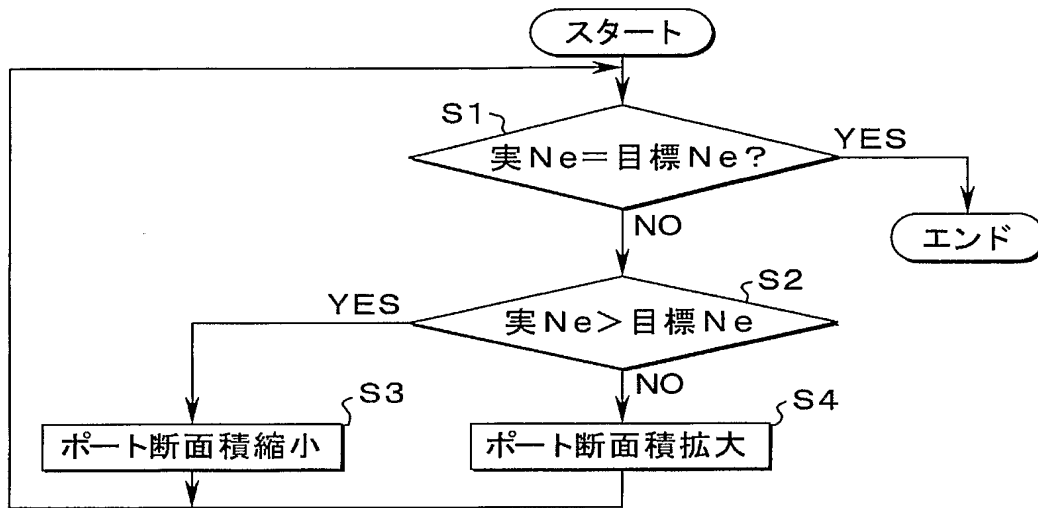


- 2: インプットシャフト
6: クランクシャフト
7: オイルポンプ
8: インナーレース
9: アウターレース
27: 制御弁
37: 前後進切換装置
39: サンギヤ
40: リングギヤ
Ve: 車両

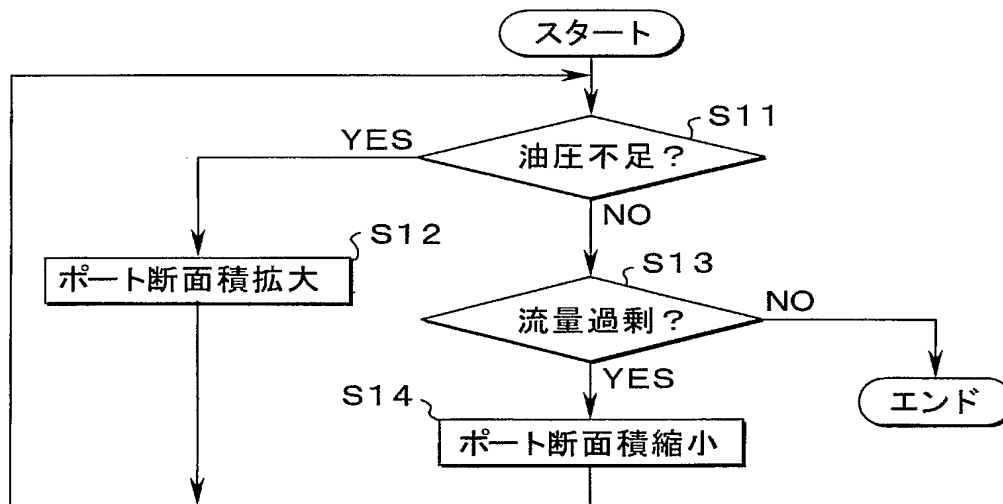
【図 4】



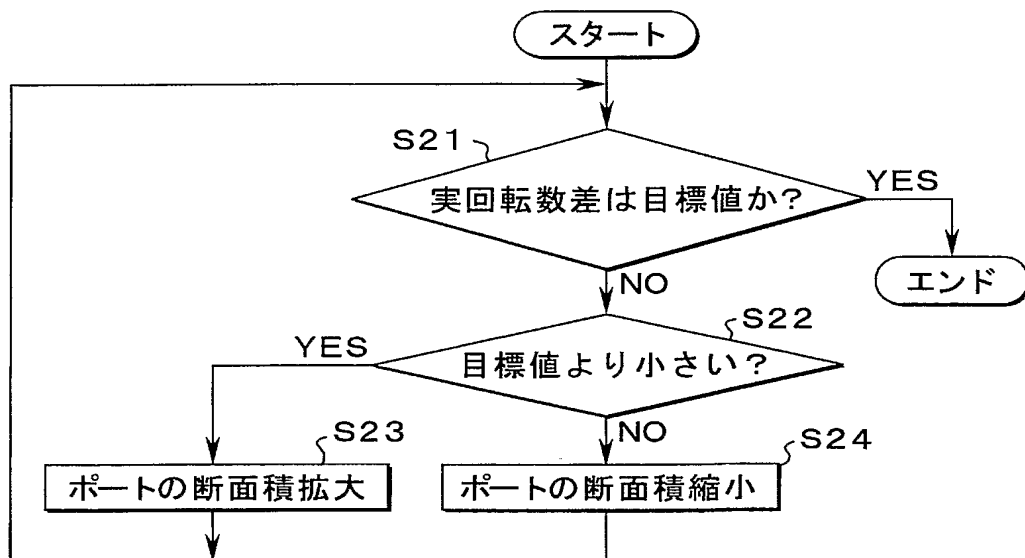
【図 5】



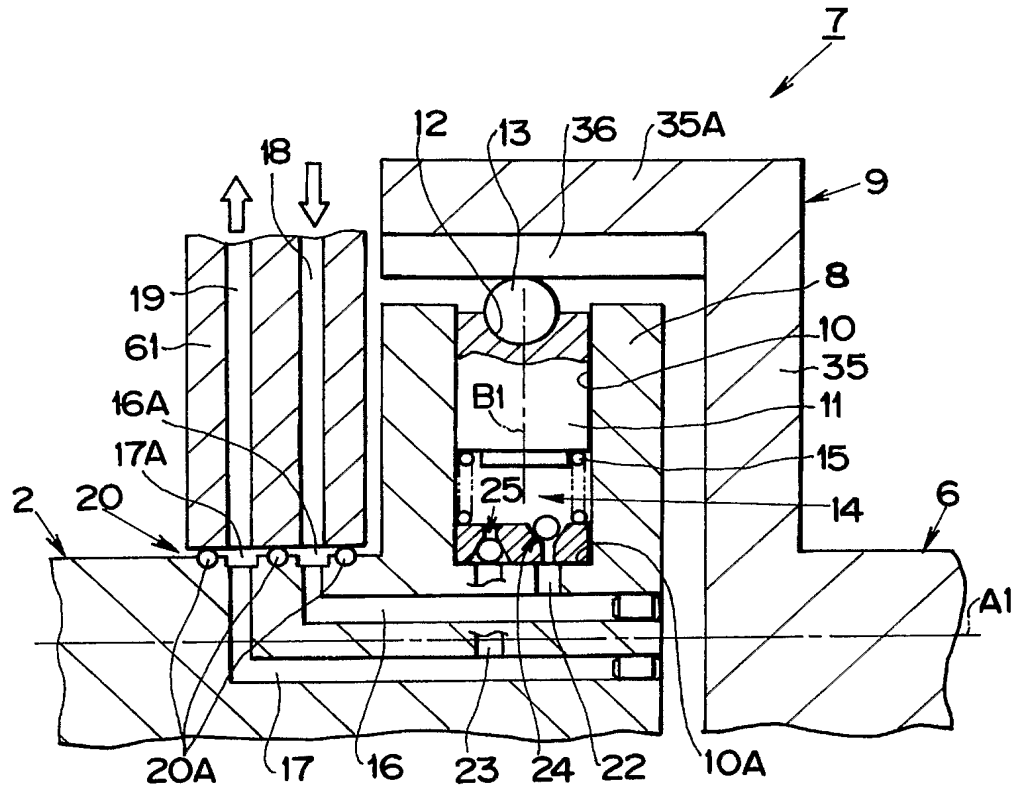
【図 6】



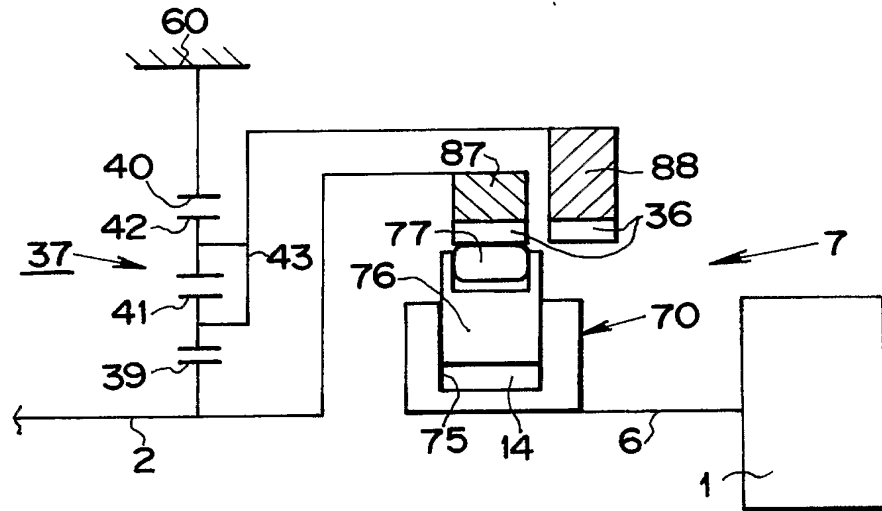
【図 7】



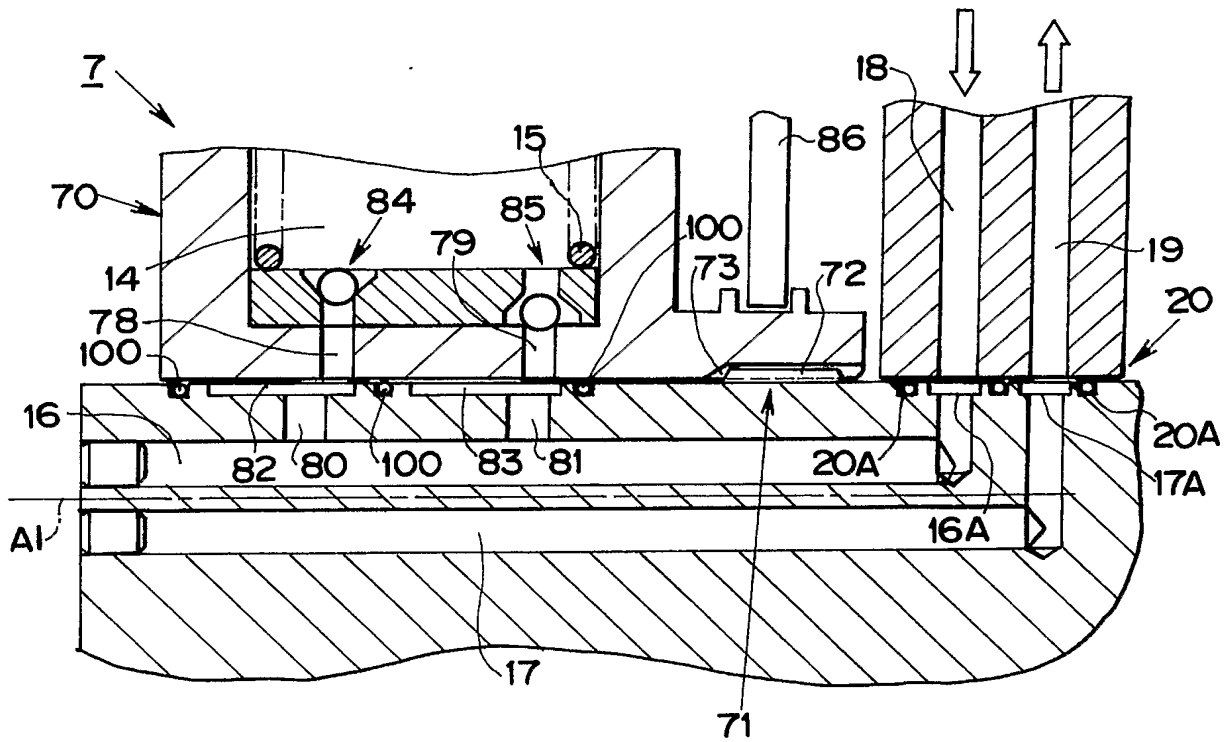
【図 8】



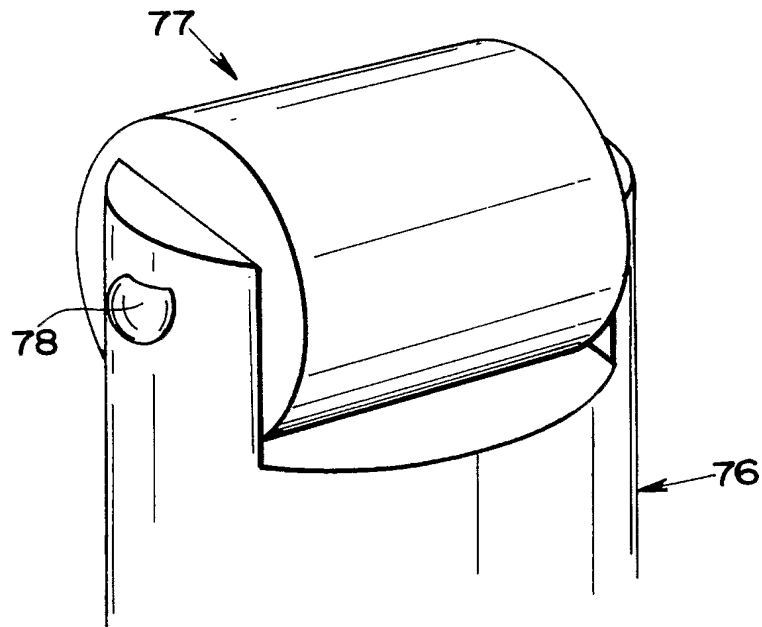
【図 9】



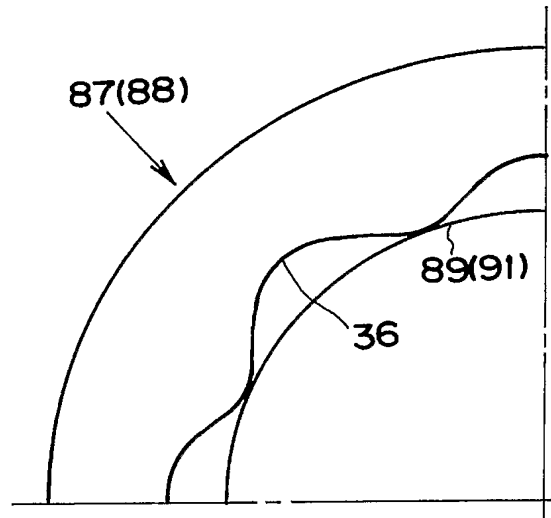
【図 10】



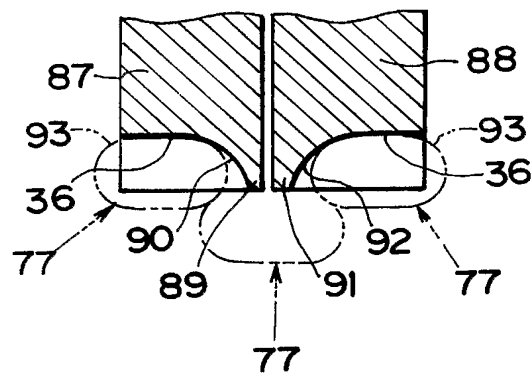
【図 1 1】



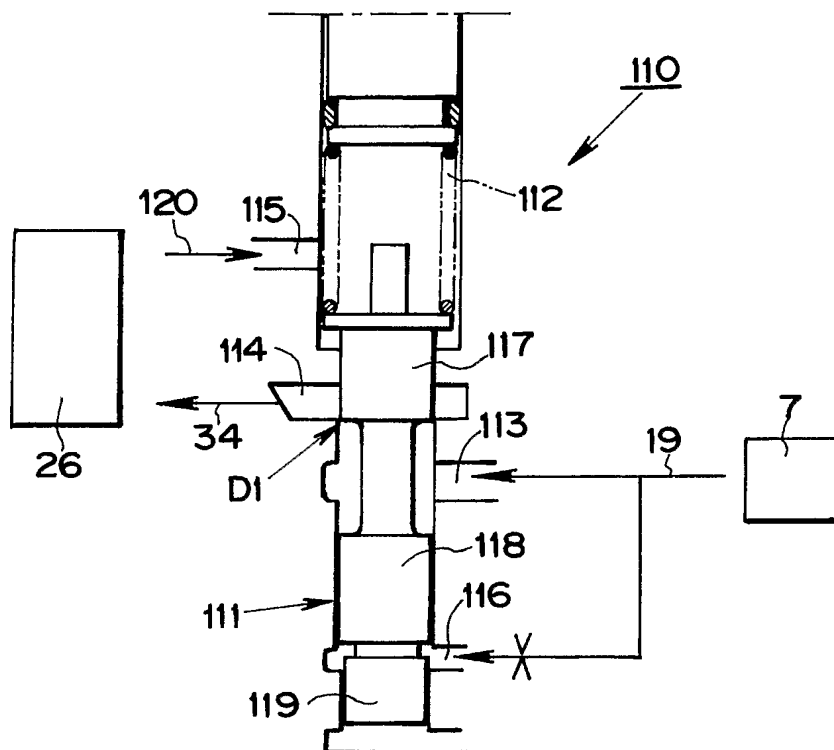
【図 12】



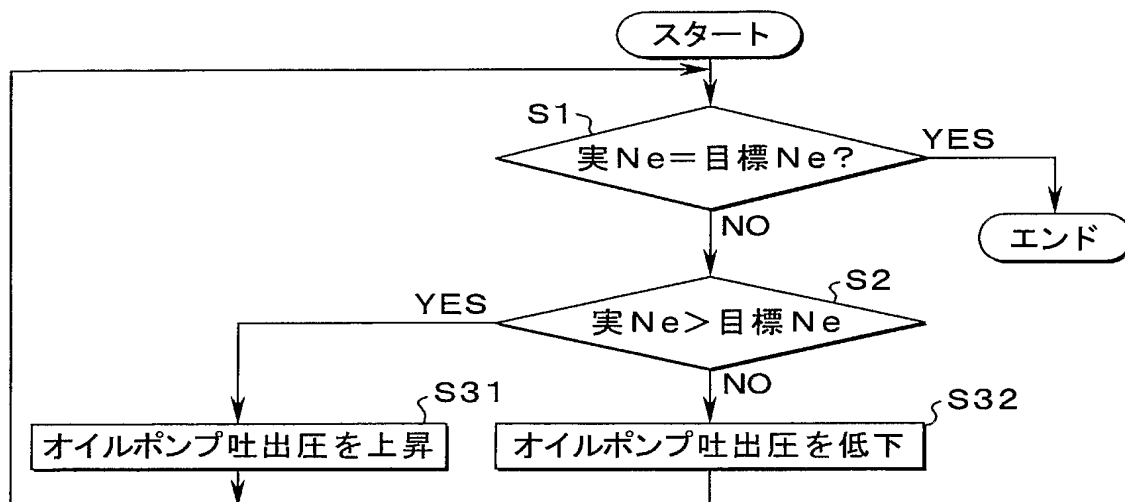
【図 13】



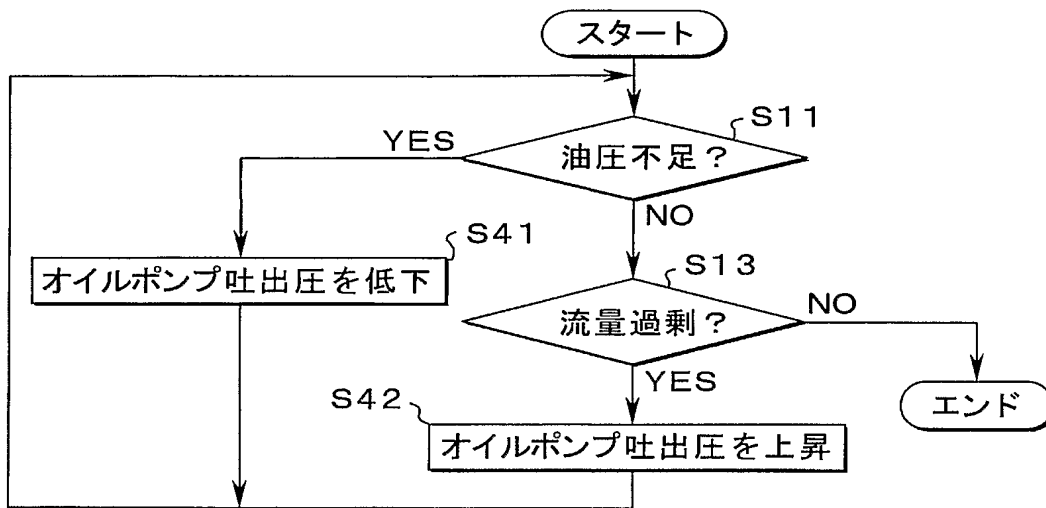
【図 14】



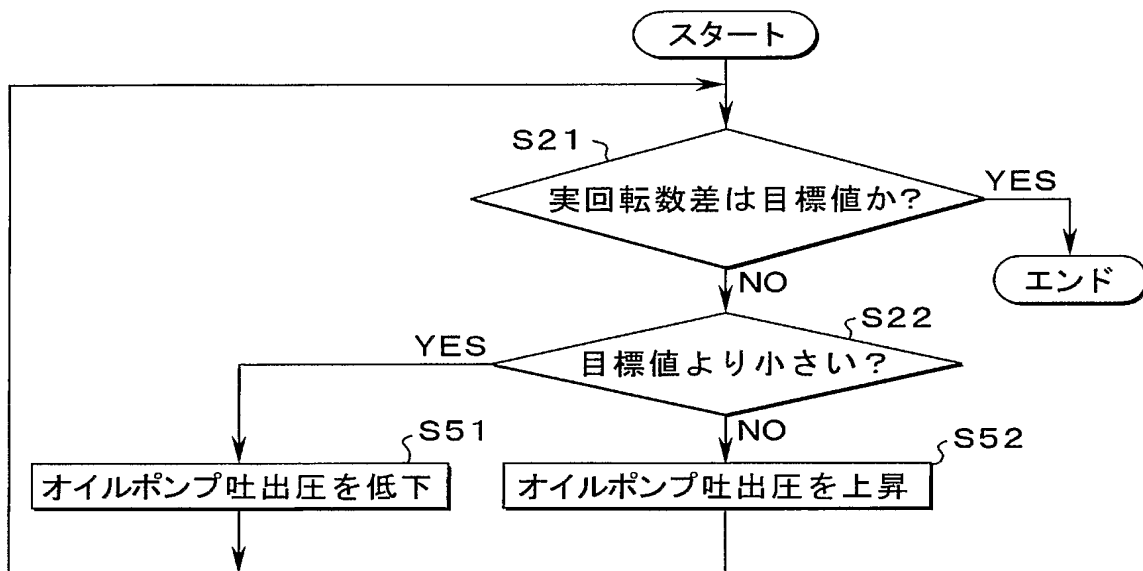
【図 15】



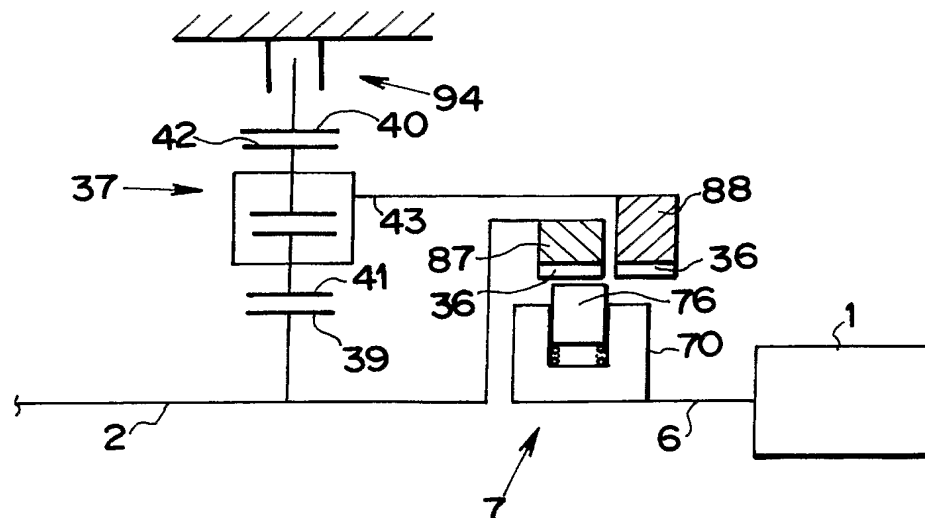
【図 16】



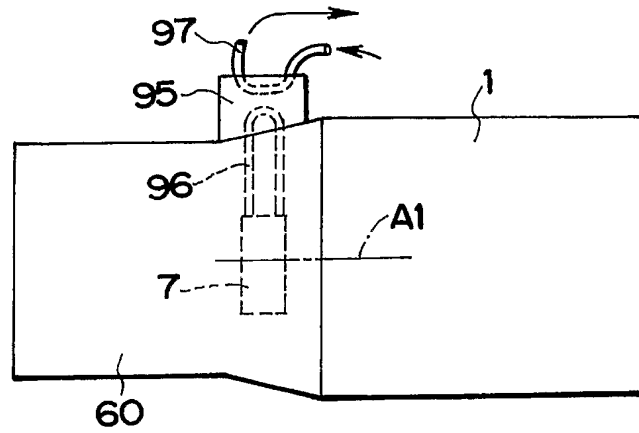
【図 17】



【図 18】



【図 19】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 動力源の出力側に、専用の伝動機構を設けずに済む動力伝達装置を提供する。

【解決手段】 動力伝達がおこなわれる入力部材 6 および出力部材 2 と、入力部材 6 と出力部材 2 との間で伝達される動力により駆動され、かつ、第 1 の回転部材 8 と第 2 の回転部材 9 とが相対回転してオイルを吐出するオイルポンプ 7 とを有する動力伝達装置において、入力部材 6 と第 1 の回転部材 8 とが動力伝達可能に連結され、出力部材 2 と第 2 の回転部材 9 とが動力伝達可能に連結されているとともに、第 1 の回転部材 8 と第 2 の回転部材 9 とを動力伝達を可能に接続する伝達部材と、オイルポンプ 7 のオイル吐出状態を制御することにより、第 1 の回転部材 8 と第 2 の回転部材 9 との間における動力伝達状態を制御する制御弁 2 7 とを備えている。

【選択図】 図 1

特願 2 0 0 4 - 0 6 9 6 0 3

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 3 2 0 7]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 7 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県豊田市トヨタ町1番地

氏 名

トヨタ自動車株式会社